



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI UNIVATES
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DETERMINAÇÃO DO PONTO DE FUNCIONAMENTO IDEAL DE
DUAS BOMBAS CENTRÍFUGAS DIAGONAIS INSTALADAS EM
PARALELO EM UM SISTEMA HIDRÁULICO INDUSTRIAL**

Peter Antônio Petter

Lajeado, dezembro de 2018

Peter Antônio Petter

**DETERMINAÇÃO DO PONTO DE FUNCIONAMENTO IDEAL DE
DUAS BOMBAS CENTRÍFUGAS DIAGONAIS INSTALADAS EM
PARALELO EM UM SISTEMA HIDRÁULICO INDUSTRIAL**

Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do curso de Engenharia Mecânica, da Universidade do Vale do Taquari - Univates, como parte da exigência para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Doutor Lober Hermany

Lajeado, dezembro de 2018

AGRADECIMENTOS

A minha família, que incentivou meus sonhos, me auxiliou para concluir meus objetivos, ficou ao meu lado e mostrou o caminho da educação e trabalho duro.

A minha namorada, Daiane Tais Tietz, que sempre buscou me ajudar e orientar quando possível e necessário, pelo amor e incentivo.

Ao meu orientador, professor Doutor Lober Hermany, que sempre se dedicou na realização desse trabalho mostrando sua competência e a amizade construída ao longo da vida acadêmica.

Aos meus amigos, que continuem me proporcionando momentos de alegria e diversão, vamos dá-lhe.

RESUMO

A necessidade do transporte de líquido foi uma exigência que sempre acompanhou o desenvolvimento de grandes cidades desde os princípios da civilização e com o passar dos anos se tornou indispensável em vários segmentos inclusive para as indústrias, as bombas centrífugas são exemplos de transportadoras de fluidos e tem vasta utilidade. O presente trabalho tem como objetivo avaliar um sistema hidráulico de uma indústria alimentícia localizada na cidade de Lajeado/RS, que é responsável por grande parte da distribuição interna de água que é feita por meio da sucção direta do Rio Taquari por duas bombas centrífugas diagonais, buscando determinar o ponto de funcionamento ideal levando em consideração as características do sistema e possíveis incrustações na instalação que com o passar dos anos podem aparecer e aumentar a perda de carga. A metodologia do trabalho é considerada de ordem prática e quantitativa, pois aborda um estudo de caso real para determinação do ponto de funcionamento ideal. Sendo assim, foi proposto o levantamento de dados, cálculo da perda de carga, verificação da cavitação, posteriormente a construção das curvas características do sistema hidráulico e das bombas respectivamente, o ponto de funcionamento e por fim a análise dos dados e a conclusão final do trabalho para determinar se os objetivos foram atendidos. A partir dos resultados, conclui-se que as bombas centrífugas diagonais instaladas em paralelo estão superdimensionadas, porém levando em consideração o fator de incrustação formado ao longo dos anos na tubulação, é possível apontar que foi realizado de forma coerente.

Palavras-chave: Bomba centrífuga diagonal. Ponto de funcionamento ideal. Sistema hidráulico.

ABSTRACT

The need to transport liquid was a requirement that has always accompanied the development of large cities since the principles of civilization and over the years has become indispensable in several segments including for industries, centrifugal pumps are examples of fluid carriers and has utility. This work aims to evaluate a hydraulic system of a food industry located in the city of Lajeado / RS, which is responsible for much of the internal water distribution that is made by direct suctioning of the Taquari River by two diagonal centrifugal pumps, seeking to determine the ideal operating point taking into account the characteristics of the system and possible fouling in the installation that over the years may appear and increase the loss of load. The methodology of the work is considered practical and quantitative, as it addresses a real case study to determine the ideal operating point. Therefore, it will be proposed to collect data, calculate the loss of load, verify the cavitation, then construct the characteristic curves of the hydraulic system and the pumps respectively, the ideal operating point and finally the data analysis and the final conclusion of the to determine if the objectives were met. From the results, It can be concluded that the diagonal centrifugal pumps installed in parallel are oversized, but considering the scale factor formed over the years in the pipe, it is possible to point out that it was done in a coherent way.

Keywords: Centrifugal diagonal pump. Ideal operating point. Hydraulic system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – escoamento sobre um objeto carenado	18
Figura 2 – escoamento laminar, transitório e turbulento sobre uma placa plana	20
Figura 3 – Fator de atrito para escoamento completamente desenvolvido em tubos circulares	25
Figura 4 – Coeficientes de perdas menores para entradas de tubos	28
Figura 5 – Coeficiente de perda para escoamento através de mudança repentina de área	29
Figura 6 – Coeficientes de perda em curvas e desvios	30
Figura 7 – Resistência total representativa (Le/D) para curvas de gomos	30
Figura 8 – Comprimento equivalente adimensional representativo para válvulas e acessórios	31
Figura 9 – Curvas características de máquina de fluxo geradoras obtidas em ensaio com velocidade e rotação constante	32
Figura 10 – Representação esquemática de uma instalação de bombeamento	33
Figura 11 – Determinação do ponto de funcionamento	35
Figura 12 – Associação de bombas em paralelo	36
Figura 13 – Curvas características da associação de máquinas de fluxo geradoras em paralelo	37
Figura 14 – Fluxo e rotor de uma bomba centrífuga diagonal	43
Figura 15 – Fluxograma das principais etapas do trabalho	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Rugosidade para tubos de materiais comuns de engenharia.....	26
Tabela 2 – Multiplicadores típicos para serem aplicados ao fator de atrito	26
Tabela 3 – Coeficiente de perda (K) para contrações graduais em dutos circulares e retangulares	29
Tabela 4 – Propriedades da Água (Unidades no sistema internacional - SI)	39
Tabela 5 – Levantamento de dados	50
Tabela 6 – Perdas de carga nas válvulas do sistema	51

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Curva característica do sistema hidráulico	54
Gráfico 2 – Comparação das curvas características do sistema hidráulico	56
Gráfico 3 – Curva característica da associação das bombas em paralelo	57
Gráfico 4 – Determinação do ponto de funcionamento	58
Gráfico 5 – Determinação do ponto de funcionamento adicionando o fator de incrustação	59

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 Tema.....	13
1.2 Problema.....	13
1.3 Objetivos.....	13
1.3.1 Objetivo geral	14
1.3.2 Objetivos específicos.....	14
1.4 Justificativa.....	14
1.5 Delimitação do tema	14
1.6 Resultados esperados	15
1.7 Estrutura do trabalho	15
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	16
2.1 Classificações dos escoamentos em fluidos	16
2.1.1 Escoamentos Uni, Bi e Tridimensionais	16
2.1.2 Escoamentos viscosos e não viscosos	17
2.1.3 Escoamento permanente.....	17
2.1.4 Escoamento interno e externo	18
2.1.5 Escoamento compressível e incompressível	19
2.1.6 Escoamento laminar e turbulento.....	19
2.1.7 Escoamento natural e forçado	21
2.2 Balanço de energia do sistema.....	21
2.3 Perdas de carga.....	24

2.3.1 Perdas de cargas maiores	24
2.3.2 Perdas de cargas menores ou localizadas	27
2.3.2.1 Entradas e saídas	28
2.3.2.2 Expansões e contrações	28
2.3.2.3 Curvas em tubos	29
2.3.2.4 Válvulas e acessórios	31
2.4 Curvas características	31
2.4.1 Ponto de funcionamento	33
2.4.2 Associação de bombas.....	35
2.5 Cavitação	37
2.6 Máquinas hidráulicas	40
2.6.1 Classificações das Máquinas Hidráulicas.....	41
2.6.2 Máquinas geratrizes	41
3 METODOLOGIA	44
3.1 Método científico	44
3.2 Procedimento metodológico	45
3.2.1 Levantamento de dados	46
3.2.2 Cálculo da perda de carga.....	46
3.2.3 Verificação da cavitação.....	47
3.2.4 Construção da curva característica do sistema hidráulico	47
3.2.5 Construção da curva característica das bombas	47
3.2.6 Determinação do ponto de funcionamento.....	48
3.2.7 Análise dos resultados e conclusões.....	48
4 DESENVOLVIMENTO	49
4.1 Levantamento de dados	49
4.2 Cálculo da perda de carga.....	50
4.3 Verificação da cavitação.....	52
4.4 Construção da curva característica do sistema hidráulico	53
4.5 Construção da curva característica das bombas	56
4.6 Determinação do ponto de funcionamento.....	57

5 CONCLUSÃO	60
6 REFERÊNCIAS.....	62
ANEXOS	64
ANEXO A - Ilustração da bomba centrífuga diagonal instalada.....	64
ANEXO B - Curvas características disponibilizadas pelo fabricante	65

1 INTRODUÇÃO

A mecânica dos fluidos é o estudo dos fluidos estacionários ou em movimento, que é empregue historicamente em várias áreas com aplicações diferentes, mas utilizando uma base de estudo semelhante (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2010).

Sendo dividida em várias categorias, onde se tratando dos fluidos que podem ser aproximados como incompressíveis são normalmente nomeados de hidrodinâmicos e uma das suas subcategorias é a hidráulica, que cuida dos fluxos de líquidos em tubulações e canais abertos (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Desde os primórdios o homem tenta dominar a natureza de diversas formas, sendo assim o transporte de fluido foi uma necessidade que se desenvolveu ao longo dos séculos, fazendo com que as primeiras máquinas de fluxo surgissem e assim evoluíssem até os tempos contemporâneos, onde se destinam a várias competências (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Sendo capaz de defini-las como uma modificadora de energia em que o meio operacional é um fluido, que ao passar pelo equipamento interage ao elemento rotativo presente em sua carcaça (HENN, 2012).

O projeto de uma máquina de fluxo corresponde a uma sequência de atividades, que se destinam a definir ou satisfazer necessidades estabelecidas, que no caso desses equipamentos seria o transporte de uma massa de fluido. O equacionamento teórico ao ser sequenciado e aplicado fornece dados que proporcionam materializar tridimensionalmente o modelo ou protótipo básico pretendido (DE SOUZA, 2011).

Para De Mattos e De Falco (1998), a energia produzida pelas bombas tem como finalidade o transporte de um fluido de um ponto para outro de acordo com a sua exigência. Uma fonte motora qualquer cede energia para a sua movimentação que por sua vez direciona parte dela ao líquido aumentando assim sua pressão, velocidade ou as duas em conjunto. O seu rendimento é determinado basicamente pela correlação da energia que é disposta ao fluido e a qual é recebida.

Com base nessa finalidade as bombas centrífugas exercem uma função essencial em suas aplicações nas indústrias alimentícias, tornando-se um elemento chave no cotidiano. O seu desempenho está ligado aos componentes internos e como vão agir quando exigidos para obedecer às condições impostas (MURALIDHARAN; SUGUMARAN; INDIRA, 2014).

As suas especificações podem ser obtidas pelas curvas características fornecidas pelos fabricantes, observando as representações gráficas que apontarão o seu ponto de funcionamento, podendo assim determinar em diferentes condições de trabalho o seu melhor desempenho (ANCINES, 2012).

Também sendo imprescindível conhecer todos os tipos de perdas existentes no sistema, o líquido que circula pelas tubulações acaba passando por diversos dispositivos (válvulas, curvas, conexões, entre outros) que acabam influenciando de alguma maneira no escoamento e conseqüentemente no comportamento da bomba (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A cavitação é um fenômeno presente em máquinas que transportam líquido, a pressão do fluido no bocal de sucção pode cair ao ponto de atingir a pressão de vaporização, conseqüentemente formando bolhas de vapor que são transportados com o fluxo, influenciando de forma negativa com ruídos anormais, modificando as curvas características e podendo assim até levar ao colapso de peças internas devido a vários choques consecutivos (MONTEIRO, 1984).

Com base nas considerações descritas, é possível fazer um estudo detalhado das bombas centrífugas diagonais instaladas no sistema hidráulico industrial, sendo razoável definir com base nas informações disponibilizadas pelo fabricante da bomba e levantamento detalhado da instalação o ponto de funcionamento ideal e conseqüentemente auxiliar na melhor forma de operação do equipamento.

1.1 Tema

As duas bombas centrífugas diagonais estudadas estão instaladas em uma indústria da área alimentícia localizada na cidade de Lajeado, Rio Grande do Sul. Sua instalação ocorreu no ano de 2007 e são de fundamental importância para os processos produtivos, pois são responsáveis por cerca da metade do fornecimento de água tratada para a fábrica, sendo realizada a coleta por meio de sucção do Rio Taquari. Desta forma, este estudo apresenta como tema principal, o levantamento da curva característica desse conjunto de bombas e do sistema hidráulico onde se encontra instalado, para determinação do ponto ideal de funcionamento.

1.2 Problema

Após anos de funcionamento se percebeu a necessidade de realizar um estudo detalhado das bombas centrífugas diagonais instaladas em paralelo, que são capazes de bombear em conjunto cerca de 600 metros cúbicos de água por hora do Rio Taquari para utilização em diversos processos na fábrica, visto que se tem certa incerteza por parte da gerência no seu dimensionamento, acredita-se que foi superdimensionada, sendo assim será levado em conta as características do sistema hidráulico que podem ter sofrido alterações pelas incrustações que surgem ao longo do tempo nas tubulações e acabam aumentando a perda de carga. A principal intenção é realizar a determinação do ponto de funcionamento ideal com as características presentes do sistema e concluir se seu dimensionamento foi realizado de forma coerente.

1.3 Objetivos

Nesse tópico serão apresentados os objetivos do trabalho, que irão se subdividir em objetivo geral e objetivos específicos.

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é avaliar o ponto de funcionamento ideal em duas bombas centrífugas diagonais instaladas em paralelo que são destinadas ao bombeamento de água para utilização geral na empresa.

1.3.2 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral desse presente trabalho definem-se os seguintes objetivos específicos:

- Analisar as perdas de carga do sistema;
- Gerar a curva característica do sistema hidráulico;
- Determinar a curva característica das bombas hidráulicas;
- Definir o ponto de funcionamento das bombas.

1.4 Justificativa

Esse estudo deseja sanar a dúvida no dimensionamento do sistema hidráulico instalado na indústria alimentícia estudada e por consequência tornar possíveis ações de melhoria se necessário com os dados técnicos que serão levantados, pois se as bombas estiverem trabalhando em condições de maior eficiência haverá economia de energia e consequentemente o beneficiamento da empresa.

1.5 Delimitação do tema

O trabalho será realizado em uma indústria alimentícia localizada na cidade de Lajeado, Rio Grande do Sul. A empresa autorizou a coleta de dados do sistema

hidráulico e também intermediou contatos com os fornecedores de equipamentos para levantamento de dados técnicos.

1.6 Resultados esperados

Espera-se que os resultados obtidos desse trabalho demonstrem o ponto de funcionamento ideal do conjunto de bombas instaladas e assim auxiliem na incerteza existente no dimensionamento.

1.7 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está estruturado em seis capítulos.

No primeiro capítulo se compreende a introdução do assunto, demonstrando a base do conteúdo, os objetivos, a justificativa, a descrição estrutural do trabalho e o cronograma de atividades que serão realizadas.

O segundo capítulo apresenta o referencial teórico, descrevendo os conceitos fundamentais em conjunto com os desenvolvimentos matemáticos que serão necessários para a realização do trabalho.

No terceiro capítulo é realizado o desenvolvimento da metodologia e a classificação quanto à natureza de pesquisa.

O quarto capítulo que será realizado na segunda parte do trabalho, apresentará a contextualização das informações do sistema para posteriormente utilizar os conceitos matemáticos e se chegar aos objetivos propostos.

O quinto capítulo que também será realizado na segunda parte, consistirá em apresentar as conclusões obtidas. O sexto capítulo apresentará as referências e por fim os anexos.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Classificações dos escoamentos em fluidos

Para Çengel e Cimbala (2015), a mecânica dos fluidos aborda o comportamento dos fluidos em repouso e em movimento, variando sua interação com as fronteiras que podem ser sólidas ou formadas por outros líquidos. Em geral há uma grande variedade de problemas de escoamento encontrados na prática e é adequado classificá-los com o conhecimento de suas características comuns.

2.1.1 Escoamentos Uni, Bi e Tridimensionais

De acordo com Çengel e Cimbala (2015), a caracterização de um escoamento é mais bem definida pela distribuição de velocidade, portanto podendo ser uni, bi ou tridimensional variando basicamente em uma, duas ou três dimensões respectivamente. Em um escoamento tridimensional típico a velocidade pode variar nas três dimensões ($\vec{V}_{x,y,z}$ para coordenadas cartesianas ou $\vec{V}_{r,\theta,z}$ em coordenadas cilíndricas), no entanto em alguns casos podem ser desprezíveis em uma ou duas direções, podendo assim ser ignorada para facilitar análise, transformando o escoamento em uni ou bidimensional. O perfil de velocidade tem o seu desenvolvimento completo sem haver mais mudanças depois de certa distância da

entrada, essa região é denominada de escoamento totalmente desenvolvido, que em um cano circular se torna unidimensional, variando na direção r , porém não mais nas direções angular θ e axial z .

2.1.2 Escoamentos viscosos e não viscosos

No momento em que dois fluidos se movimentam em direções opostas entre si, cria-se uma força de atrito entre ambos e a camada mais lenta tentará reduzir a velocidade da mais rápida. Com isso pode-se quantificar a resistência interna desse escoamento pelas propriedades viscosas do fluido. A viscosidade é promovida pelas forças coesivas entre as moléculas de um líquido e devido a impactos moleculares nos gases, não existe nenhum fluido que tenha viscosidade nula, todos os escoamentos de fluidos terão de alguma forma efeitos viscosos de algum grau. Quando há efeitos de atritos significativos em um escoamento chama-se de escoamento viscoso, mas em algumas regiões haverá forças muito pequenas comparadas com as forças inerciais e de pressão e por esse fato são desprezíveis e denominadas de escoamento não viscoso (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

2.1.3 Escoamento permanente

Para Macintyre (2013), o fluido pode ser definido como regime permanente quando em qualquer lugar fixo do espaço escolhido no seu interior, as principais peculiaridades da sua grandeza (peso específico, temperatura) e suas condições de escoamento (velocidade, aceleração e pressão) são invariáveis no tempo.

As definições são um pouco alteradas se for analisado escoamento em tubulações, pois um genuíno regime permanente só seria capaz de existir se o escoamento fosse laminar. No entanto no escoamento turbulento existem flutuações de velocidade e pressão em cada ponto e se variarem continuamente ao longo de

uma média constante, podem ser definidos como regime permanente (DE MATTOS; DE FALCO, 1998).

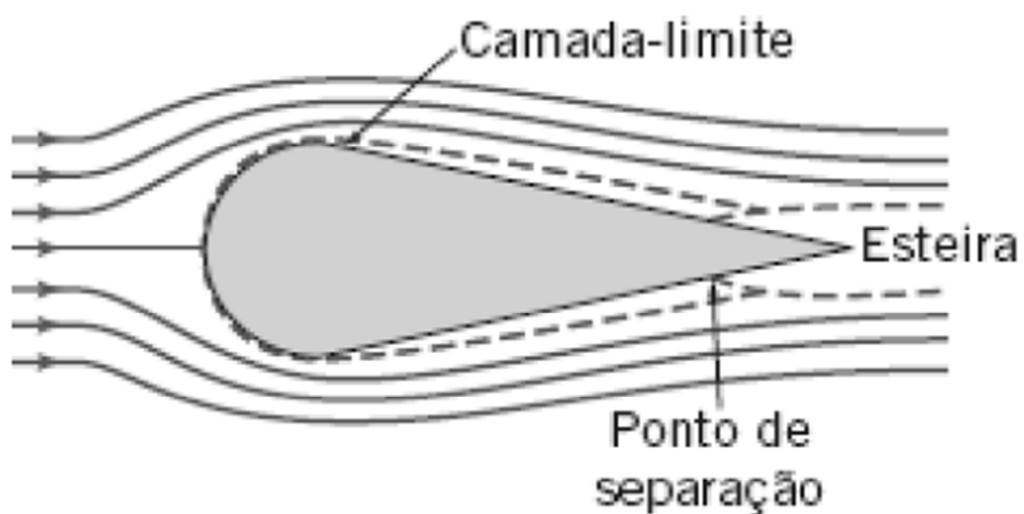
2.1.4 Escoamento interno e externo

De acordo com Fox et al. (2013), os escoamentos que são envolvidos com uma superfície sólida são chamados de escoamento internos e os escoamentos em cima de corpos imersos num fluido não contido, são denominados de escoamentos externos. Ambos os escoamentos podem ser laminares ou turbulentos, compressíveis ou incompressíveis.

Ainda para Çengel e Cimbala (2015), escoamentos onde o duto tem parcialmente sua ocupação pelo líquido e tem uma superfície livre será chamado de escoamento de canal aberto.

Os escoamentos internos são controlados pela influência da viscosidade em todo o domínio do escoamento e nos externos está limitado às camadas-limites próximas das superfícies sólidas e às regiões de esteira à jusante dos corpos conforme mostrado na Figura (1) (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Figura 1 - Escoamento sobre um objeto carenado



2.1.5 Escoamento compressível e incompressível

Segundo Fox et al. (2013), quando as alterações na massa específica são insignificantes pode se nomear o escoamento como incompressível e nos casos que a variação da massa específica for considerável é denominada como compressível.

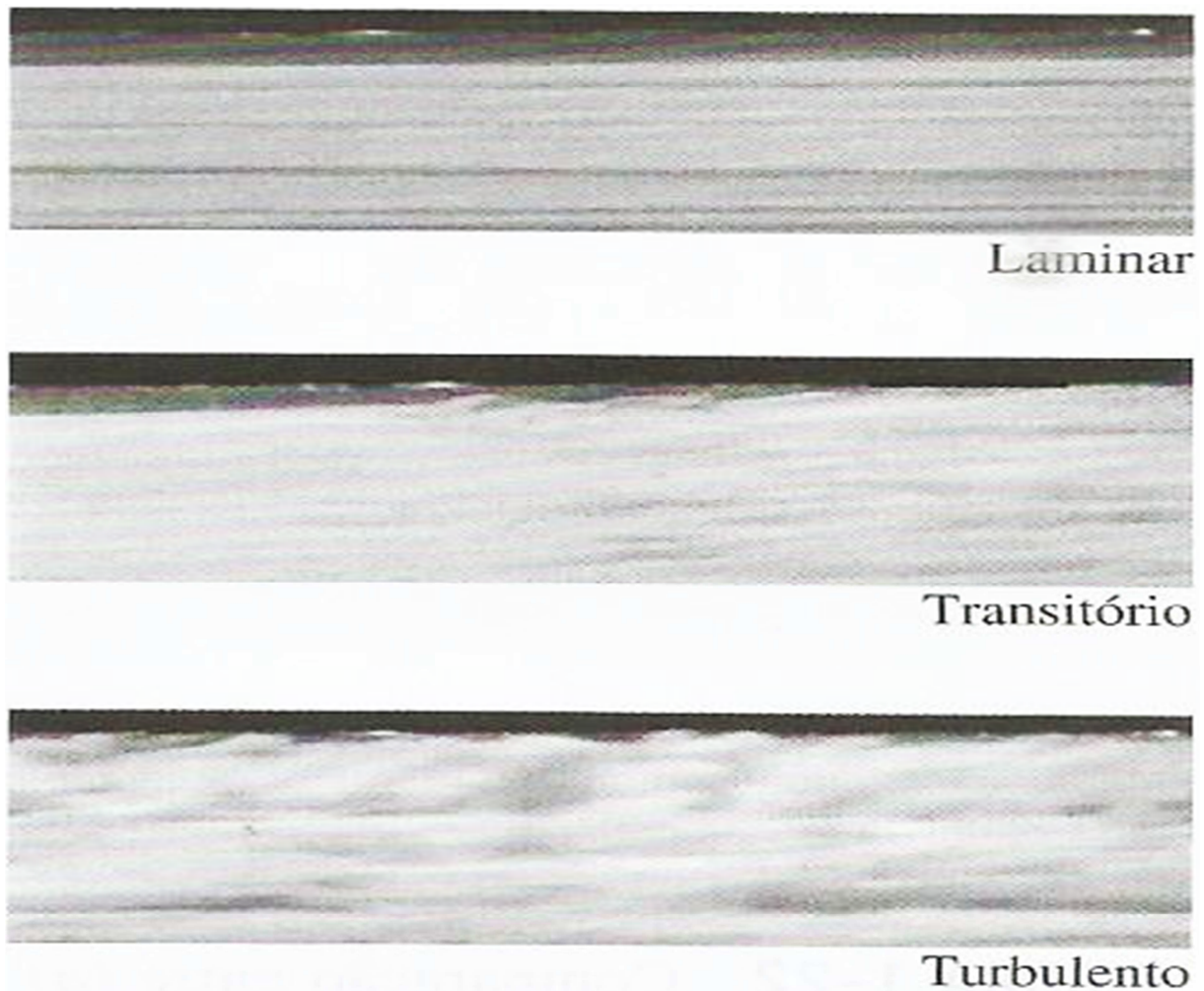
A classificação de um escoamento varia de acordo com a sua densidade ao longo do fluxo, por esse fato ao ser considerado como incompressível se tem geralmente um fluido que tende a permanecer aproximadamente constante ao longo do tempo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

2.1.6 Escoamento laminar e turbulento

Segundo Çengel e Cimbala (2015), os escoamentos laminares são aqueles que têm uma movimentação de fluido altamente organizado e com características de camadas suaves, movimentando as partículas adjacentes do líquido agrupando-as em lâminas, em casos de fluidos com alta viscosidade (como por exemplo, o óleo) e baixas velocidades, são tipicamente laminares. Por outro lado onde o movimento do líquido é caótico, acontecem em alta velocidade e são caracterizados pelas diferenças de velocidade, são chamados de turbulentos, são característicos de fluidos de baixa viscosidade que em altas velocidades são normalmente turbulentos, como o caso do ar. Em escoamentos onde se tem uma intercalação desses dois tipos de escoamento são considerados transitórios. Os três tipos podem ser visualizados na Figura (2).

Para Fox et al. (2013), o escoamento laminar é determinado pelas partículas que fluem em movimento de camadas lisas ou lâminas e um escoamento turbulento se caracteriza pela mistura rápida das partículas enquanto se movem ao longo do escoamento, por causa das flutuações aleatórias no campo tridimensional de velocidades.

Figura 2 - Escoamento laminar, transitório e turbulento sobre uma placa plana



Fonte: Çengel e Cimbala (2015, p.11).

Para Fox et al. (2013), se pode diferenciar os regimes de escoamento de um tubo pela determinação do número de Reynolds (Re), que demonstra a diferença qualitativa dos escoamentos laminares e turbulentos.

“Após experimentos exaustivos da década de 1880, Osborne Reynolds descobriu que o regime de escoamento depende principalmente da razão entre as forças inerciais e as forças viscosas do fluido” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p.350).

Em condições normais a modificação do regime laminar para o turbulento em tubos ocorre em $Re \approx 2300$ chamado de número de Reynolds crítico, fazendo com que a turbulência presente torne as forças viscosas do fluido incapazes de conter as flutuações aleatórias no movimento do fluido e as tornando caóticas (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2010).

Segundo Çengel e Cimbala (2015), a determinação do Re é feita pela Equação (1).

$$Re = \frac{\text{Forças inerciais}}{\text{Forças viscosas}} = \frac{V_{med} \cdot D}{\nu} = \frac{\rho \cdot V_{med} \cdot D}{\mu} \quad (1)$$

Onde V_{med} velocidade média de escoamento (m/s), D comprimento característico da geometria (m) e $\nu = \mu / \rho$ = viscosidade cinemática do fluido (m²/s). Contudo pode se notar que o número de Reynolds é uma quantidade adimensional.

Para Fox et al. (2013), a determinação da velocidade média pode ser feita utilização da Equação (2).

$$V_{med} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (2)$$

Onde Q é a vazão e A é a superfície de controle de área.

2.1.7 Escoamento natural e forçado

Segundo Çengel e Cimbala (2015), em um escoamento forçado, o fluido é imposto a circular por meio de uma superfície ou tubo por um equipamento externo como, por exemplo, uma bomba ou ventoinha e em escoamentos naturais o deslocamento será totalmente por meios naturais, como nos casos de efeitos de flutuação, que ocorrem com a elevação do líquido mais quente (mais leve) e a descida do mais frio (mais denso). As duas condições são determinadas pelo movimento de inicialização do fluido, distinguindo-se de natural e forçada.

2.2 Balanço de energia do sistema

Para Çengel e Cimbala (2015), tradicionalmente as leis de conservação são usadas primeiramente a uma quantidade constante de matéria que é denominada de

sistema fechado e em sequência são estendidas a regiões no espaço chamadas volumes de controle. Também podem ser chamadas de equações de balanço, já que qualquer quantidade conservada deve ser balanceada durante o processo.

Ainda para o mesmo autor, a Equação de Bernoulli é a correlação próxima entre pressão, velocidade e elevação e é válida em regiões de escoamento incompressível e estacionário, em que as forças de atrito resultantes são desprezíveis. A fundamental aproximação na resolução da equação é que comparado aos efeitos de inércia, gravidade e pressão os efeitos viscosos acabam sendo insignificamente pequenos.

Segundo Fox et al. (2013), a Equação de Bernoulli é obtida pela integração da Equação de Euler ao longo de uma linha de corrente¹, conforme Equação (3).

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante} \quad (3)$$

Onde P é a pressão, ρ massa específica, V velocidade, g a aceleração da gravidade e z a elevação.

Existem restrições para validar o uso dessa Equação, são elas:

- Escoamento em regime permanente;
- Escoamento incompressível;
- Escoamento sem atrito.

Podendo também ser expressa entre dois pontos quaisquer em uma linha de corrente, sendo considerado que as três restrições sejam atendidas, conforme Equação (4).

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (4)$$

Para Çengel e Cimbala (2015), reconhecendo $V^2/2$ como a energia cinética, P/ρ a energia do escoamento e gz como energia potencial, todas elas em unidade de massa a Equação de Bernoulli é vista como uma expressão do balanço da

¹ Linha de corrente são desenhadas tangencialmente aos vetores de velocidade em cada ponto do escoamento dando uma representação gráfica conveniente do escoamento.

energia mecânica. Sendo considerado como o princípio geral da conservação de energia, onde, a energia mecânica e térmica será conservada separadamente.

Çengel e Cimbala (2015) determinam que vários sistemas tenham o objetivo de transportar fluido de um local para outro, com diferentes vazões, velocidades e elevações específicas, podendo gerar trabalho mecânico em uma turbina ou consumi-lo durante o processo como em casos de utilização de bombas.

Para Fox et al. (2013), em casos práticos de escoamento a força motriz que é necessária para manter o fluxo de líquido contra o atrito é fornecida por uma bomba. Ao ignorar a transferência de calor e as alterações na energia interna do fluido a primeira lei da termodinâmica pode ser aplicada através da bomba, conforme Equação (5).

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m} \left[\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V_{med}^2}{2} + gz \right)_{descarga} - \left(\frac{P}{\rho} + \frac{V_{med}^2}{2} + gz \right)_{sucção} \right] \quad (5)$$

Onde, \dot{W}_{bomba} é a potência que chega ao fluido e \dot{m} vazão mássica.

Podendo também calcular a altura de carga que é produzida pela bomba pela Equação (6).

$$\Delta h_{bomba} = \frac{\dot{W}_{bomba}}{\dot{m}} \quad (6)$$

E também definir a eficiência da bomba pela Equação (7).

$$\eta = \frac{\dot{W}_{bomba}}{\dot{W}_{entrada}} \quad (7)$$

Onde, $\dot{W}_{entrada}$ é a potência de alimentação da bomba.

Fox et al. (2013) determina que a bomba adiciona energia a um fluido no formato de ganho em pressão e juntamente com as tubulações da instalação formam um sistema, onde a altura de carga que é produzida deve superar a perda de carga total (somatório entre as perdas de cargas maiores e menores), portanto assim a vazão vai depender diretamente das características desse sistema e por consequência irá influenciar nas particularidades que serão necessárias na bomba que será utilizada.

2.3 Perdas de carga

Quase todas as questões que envolvem escoamento de fluido em um sistema de bombeamento terá a presença de algum tipo de perda de carga ou de energia, tornando imprescindível o cálculo (MACINTYRE, 2013).

Uma das unidades de quantificação na análise do escoamento em um tubo é a queda de pressão, ΔP , sendo que a mesma está diretamente conectada aos requisitos de potência do ventilador ou da bomba para conservar o escoamento (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Conforme proposto por Fox et al. (2013), a perda de carga total, h_{lt} , é determinada pela soma das perdas maiores, h_l , que ocorrem por causa dos efeitos resultantes do atrito em escoamento completamente desenvolvidos em tubos de seção constante e com as perdas localizadas, h_{lm} , provocadas por entradas, acessórios, variação de área e outras. Por esse motivo são consideradas as perdas maiores e menores individualmente.

2.3.1 Perdas de cargas maiores

De acordo com Fox et al. (2013), as perdas de carga maiores são divididas em escoamento laminar que é expresso pela Equação (8), onde a queda de pressão pode ser calculada analiticamente para o escoamento completamente desenvolvido em um tubo horizontal.

$$h_l = 32 \frac{L}{D} \frac{\mu V_{med}}{\rho D} = \frac{L}{D} \frac{V_{med}^2}{2} \left(64 \cdot \frac{\mu}{\rho V_{med} D} \right) = \left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L}{D} \frac{V_{med}^2}{2} \quad (8)$$

Onde, L é o comprimento, D depende do diâmetro, V_{med} é a velocidade média do escoamento, ρ massa específica e μ viscosidade do fluido.

Ainda para o mesmo autor, o outro escoamento se refere aos regimes turbulentos, que não podem ser avaliados analiticamente pela queda de pressão,

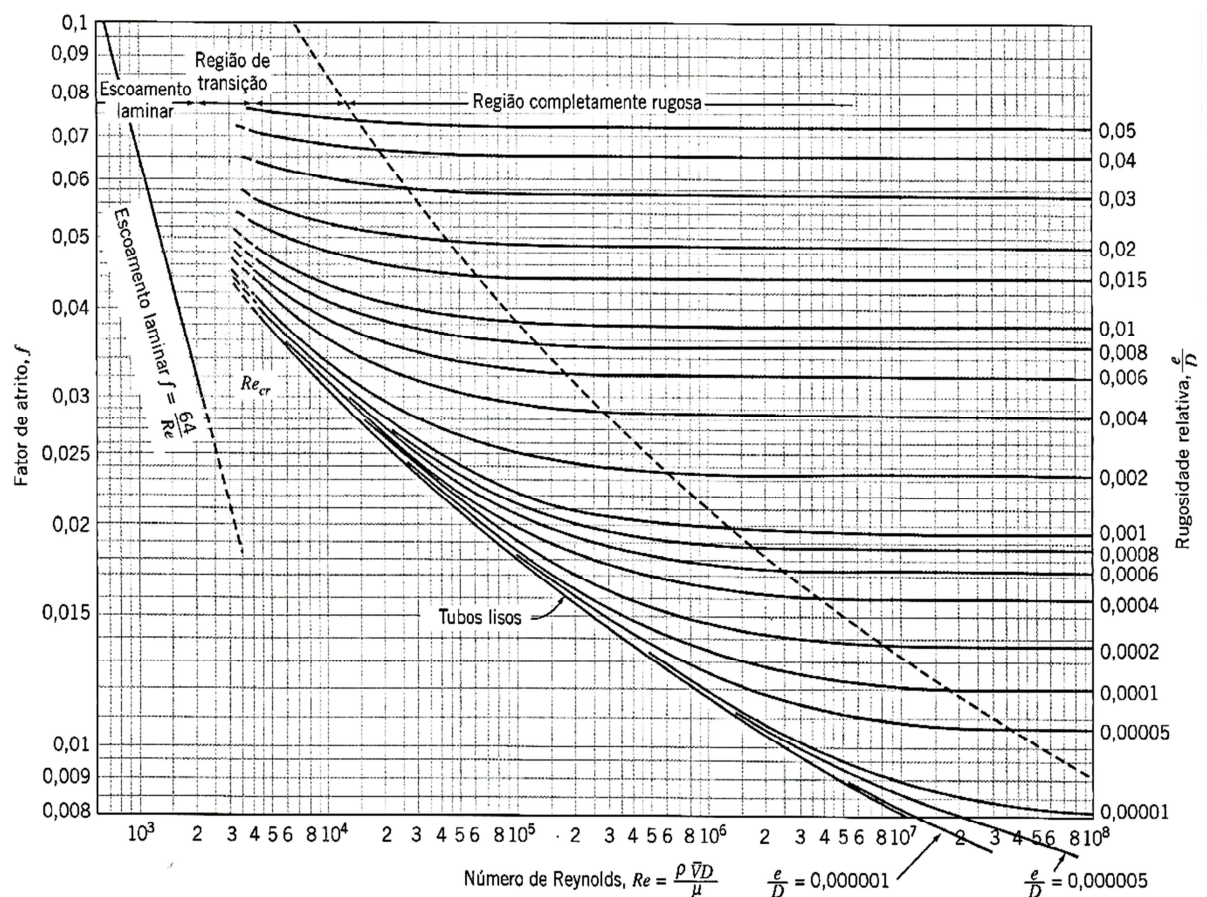
tendo que recorrer a resultados experimentais utilizando uma análise dimensional para relacioná-los. A Equação (9) se destina ao cálculo dessa perda de carga.

$$hl = f \frac{L}{D} \frac{V_{med}^2}{2} \text{ ou } Hl = f \frac{L}{D} \frac{V_{med}^2}{2g} \quad (9)$$

Onde, f é o fator de atrito que é determinado experimentalmente e g a aceleração da gravidade.

Segundo Macintyre (2013), há diversas expressões para se calcular o fator de atrito, f , no entanto o diagrama de Moody apresenta uma resolução rápida e com boa precisão em muitos casos práticos, conforme demonstrado na Figura (3).

Figura 3 - Fator de atrito para escoamento completamente desenvolvido em tubos circulares



Fonte: Fox et al.(2013, p.314).

Para Fox et al. (2013), ao se analisar o diagrama de Moody a primeira variável a ser determinada é o número de Reynolds e posteriormente a rugosidade, e , que é retirada da Tabela (1).

Tabela 1 - Rugosidade para tubos de materiais comuns de engenharia

Tubo	Rugosidade, e	
	Pés	Milímetros
Aço rebitado	10,003–0,03	0,9–9
Concreto	0,001–0,01	0,3–3
Madeira	0,0006–0,003	0,2–0,9
Ferro fundido	0,00085	0,26
Ferro galvanizado	0,0005	0,15
Ferro fundido asfaltado	0,0004	0,12
Aço comercial ou ferro forjado	0,00015	0,046
Trefilado	0,000005	0,0015

Fonte: Fox et al.(2013, p.314).

Para Çengel e Cimbala (2015), a perda de carga é ocasionada pela viscosidade e está diretamente associada à tensão de cisalhamento da parede. Pode-se representar a perda de carga hl pela altura adicional que o fluido necessita ser elevado com o auxílio de uma bomba para exceder as perdas por atrito do tubo, podendo assim validar a Equação (9) para escoamentos laminares e turbulentos, buscando o fator de atrito dos regimes turbulentos no diagrama de Moody conforme Figura (3) e em casos de escoamentos laminares a Equação (10) é utilizada.

$$f = \frac{64\mu}{\rho DV_{med}} = \frac{64}{Re} \quad (10)$$

De acordo com Dickinson (1988), a resistência dos tubos aumenta ao longo dos anos, pois acabam se formando depósitos (incrustações), que aumentam a rugosidade do tubo e diminuem o diâmetro, desta forma são usados multiplicadores típicos que são aplicados no fator de atrito, conforme demonstrado na Tabela (2).

Tabela 2 – Multiplicadores típicos para serem aplicados ao fator de atrito

Idade do Tubo (anos)	Tubos Pequenos, 4–10 in	Tubos Grandes, 12–60 in
Novo	1,00	1,00
10	2,20	1,60
20	5,00	2,00
30	7,25	2,20
40	8,75	2,40
50	9,60	2,86
60	10,0	3,70
70	10,1	4,70

Fonte: Fox et al.(2013, p.509).

2.3.2 Perdas de cargas menores ou localizadas

Em um sistema de tubulação o líquido passará ao longo de diversas conexões (válvulas, curvas, entradas, saídas, etc.) que acabarão influenciando e interrompendo o escoamento suave, causando perdas extras por causa da separação do escoamento e à turbulência que eles induzem. Em tubulações longas essas perdas geralmente são menores em comparação com as perdas totais e por esse fato são nomeadas dessa forma, mas nem sempre isso pode ser verdadeiro, em algumas poucas circunstâncias pode ocorrer o inverso (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

De acordo com De Mattos e De Falco (1998), em casos de tubulações longas essas perdas podem ser insignificantes, porém em sistemas de bombeamento por sucção elas podem ser representativas.

Os coeficientes de perda de carga estão disponíveis em várias bibliografias, apesar disso um produto que aparenta ser semelhante, porém de fabricante diferente, pode apresentar valores de configuração discordantes, sendo o ideal utilizar os dados fornecidos de cada fabricante (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Para Fox et al. (2013), de acordo com o dispositivo as perdas de carga menores são tipicamente calculadas de duas formas, conforme Equações (11) e (12).

$$h_{lm} = K \frac{V_{med}^2}{2} \quad (11)$$

Onde K é o coeficiente de perda, que deve ser estipulado experimentalmente de acordo com cada situação.




$$h_{lm} = f \frac{Le}{D} \frac{V_{med}^2}{2} \text{ ou } H_{lm} = f \frac{Le}{D} \frac{V_{med}^2}{2 \cdot g} \quad (12)$$

No qual o Le será o comprimento equivalente do tubo reto.

2.3.2.1 Entradas e saídas

Para Fox et al. (2013), o dimensionamento incorreto da entrada de um tubo pode gerar uma perda de carga considerável, se tiver cantos vivos a divisão do escoamento ocorre pelas quinas e a veia *contracta* é formada pelo resultado da mudança de direção acentuada que não consegue preencher todo o espaço disponível. Três geometrias básicas de entrada são expostas na Figura (4).

Figura 4 - Coeficientes de perdas menores para entradas de tubos

Tipo de Entrada		Coeficiente de Perda Localizada, K^a			
Reentrante		0,78			
Borda-viva		0,5			
Arredondado		r/D	0,02	0,06	$\geq 0,15$
		K	0,28	0,15	0,04

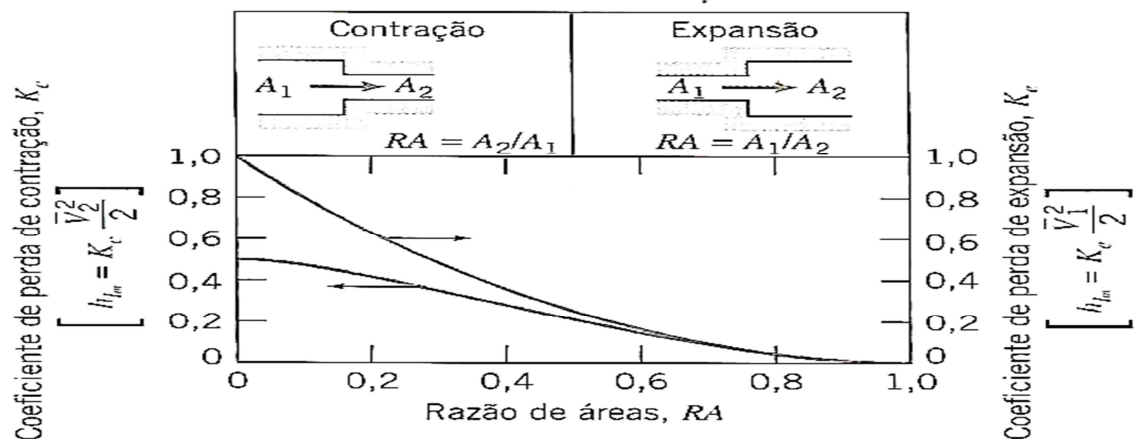
Fonte: Fox et al.(2013, p.317).

2.3.2.2 Expansões e contrações

Para Çengel e Cimbala (2015), as seções de expansão ou contração podem ser repentinas ou graduais para acomodar mudanças nas vazões ou nas propriedades como densidade e velocidade. As perdas geradas podem ser consideravelmente reduzidas pela instalação de bocais e difusores entre os tubos pequenos e grandes.


De acordo com Fox et al. (2013), os coeficientes de mudança repentina são apresentados na Figura (5) e os dados dos bocais para redução das perdas são mostrados na Tabela (3).

Figura 5 - Coeficiente de perda para escoamento através de mudança repentina de área



Fonte: Fox et al.(2013, p.318).

Tabela 3 - Coeficiente de perda (K) para contrações graduais em dutos circulares e retangulares

		Angulo Incluso, θ , Graus						
A_2/A_1		10	15-40	50-60	90	120	150	180
	0,50	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
	0,25	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
	0,10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43

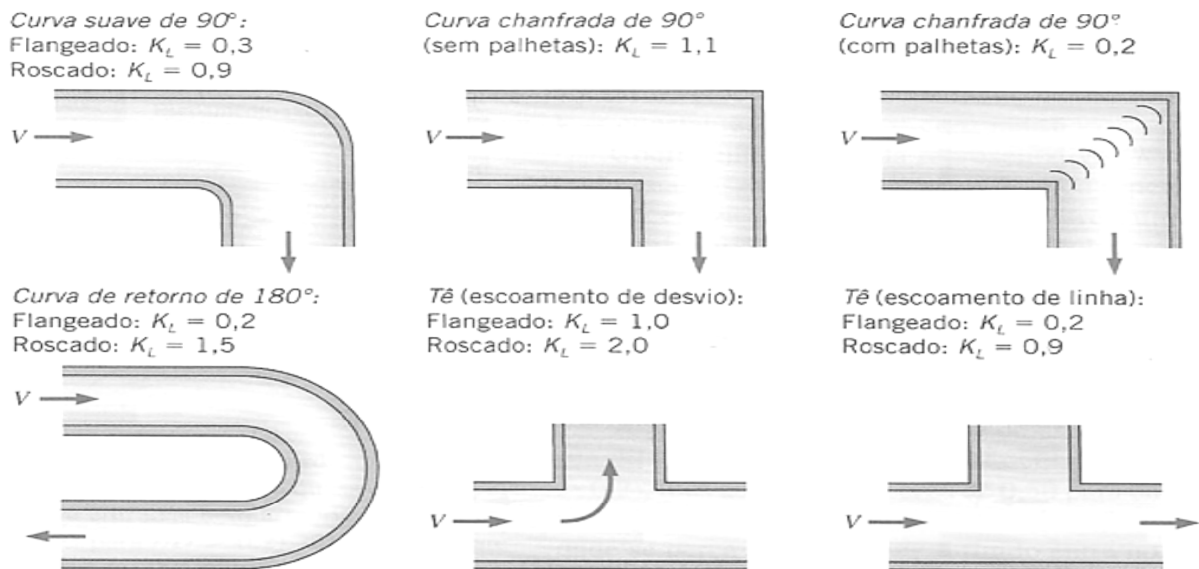
Fonte: Fox et al. (2013, p.318).

2.3.2.3 Curvas em tubos

De acordo com Çengel e Cimbala (2015), as seções que variam a direção do fluido sem ter mudança de diâmetro são chamadas de curvas ou cotovelos, as perdas ocorrem por causa da separação do escoamento no lado interno e aos escoamentos secundários em redemoinho resultantes. Essas perdas podem ser

minimizadas com o uso de arcos circulares em vez de curvas agudas (para alguns casos se tornam necessárias pela falta de espaço), como mostrado na Figura (6).

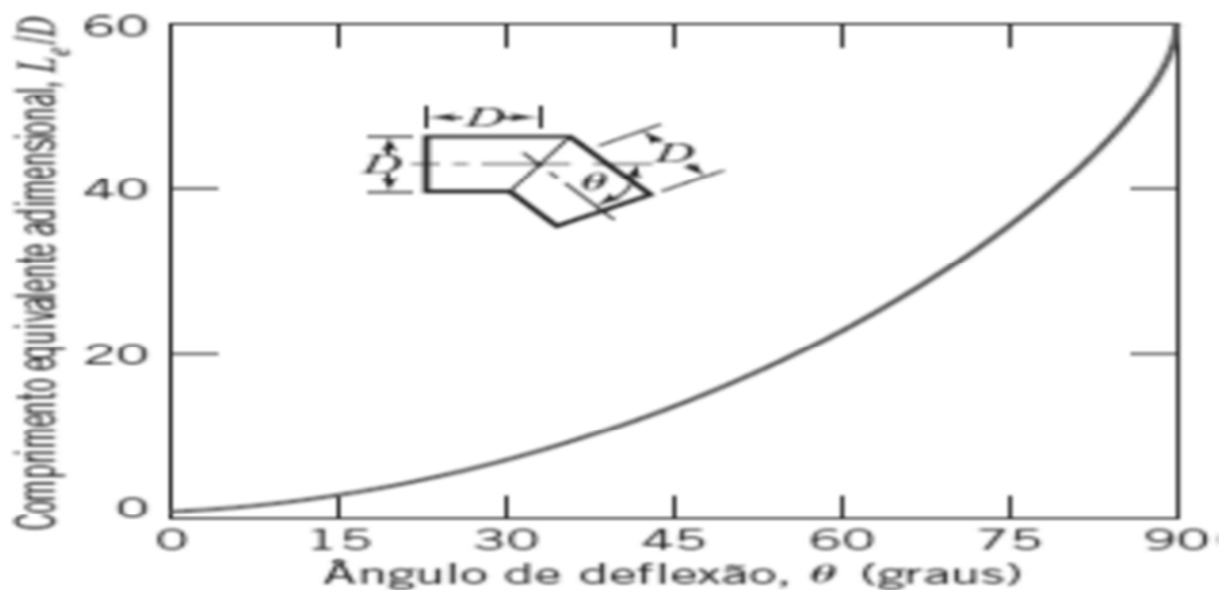
Figura 6 - Coeficientes de perda em curvas e desvios



Fonte: Çengel e Cimbala (2015, p.378).

De acordo com Fox et al. (2013), as curvas de gomos são usadas com frequência em tubulações de grandes proporções, desta forma é possível determinar a resistência total representativa, conforme demonstrado na Figura (7).

Figura 7 – Resistência total representativa (L_e/D) para curvas de gomos



Fonte: Fox et al. (2013, p.320).

2.3.2.4 Válvulas e acessórios

As válvulas geralmente são utilizadas para controlar vazões em sistemas de tubulação, tendo o objetivo de um coeficiente de perda baixo quando for solicitada a carga total em operação por estarem totalmente abertas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Para Fox et al. (2013), as perdas produzidas pelas válvulas e acessórios no escoamento podem ser expressas pelo termo de comprimento equivalente de tubo reto conforme destacados em alguns casos na Figura (8). Sempre que possível deve-se utilizar as resistências fornecidas pelo fabricante, pois os projetos variam significativamente.

Figura 8 - Comprimento equivalente adimensional representativo para válvulas e acessórios

Tipo de Acessório	Comprimento Equivalente,^a L_e/D
Válvulas (completamente abertas)	
Válvula de gaveta	8
Válvula globo	340
Válvula angular	150
Válvula de esfera	3
Válvula de retenção: globo	600
angular	55
Válvula de pé com crivo: disco solto	420
disco articulado	75
Cotovelo-padrão: 90°	30
45°	16
Curva de retorno (180°), modelo estreito	50
Tê-padrão: escoamento principal	20
escoamento lateral (ramal)	60

Fonte: Fox et al. (2013, p.321).

2.4 Curvas características

Neste tópico serão abordadas as curvas características, dando ênfase em curvas reais e na associação de bombas em paralelo, pois o presente trabalho vai

utilizar os dados disponibilizados pelo fabricante das bombas estudadas conforme Anexo B e a associação na instalação é em paralelo.

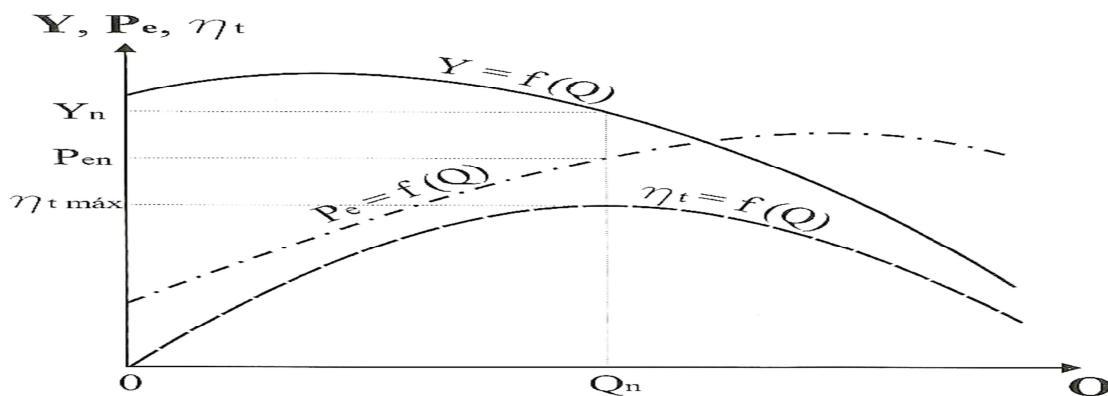
Para Henn (2012), as curvas características são imprescindíveis para o projetista em uma nova instalação ou uma orientação para o usuário, quando se esbarra com uma adversidade de funcionamento. Os fabricantes de máquinas de fluxo disponibilizam em seus catálogos as curvas características de seus produtos que são alcançadas em testes de laboratório.

De acordo com Dos Santos (2007), a curva de uma bomba indica a disponibilidade de energia para fornecimento, se o sistema requerer um aumento de vazão e a bomba estiver no seu limite isso não será possível.

Conforme Henn (2012) se faz a distinção de curva característica teórica, ideal e real. A teórica considera as perdas e é denominada dessa maneira por ser prevista pela teoria e não definida pela experimentação. No caso das curvas ideais não se considera as perdas e são de fácil dedução pela Equação fundamental². E as reais são definidas por experimentos realizados em laboratório ou em ensaios de campo, normalmente disponibilizadas pelo fabricante.

Ainda para o mesmo autor, a Figura (9) demonstra uma representação típica de uma curva característica obtida em laboratório, para velocidade de rotação constante.

Figura 9 - Curvas características de máquina de fluxo geradoras obtidas em ensaio com velocidade e rotação constante



Fonte: Henn (2012, p.237).

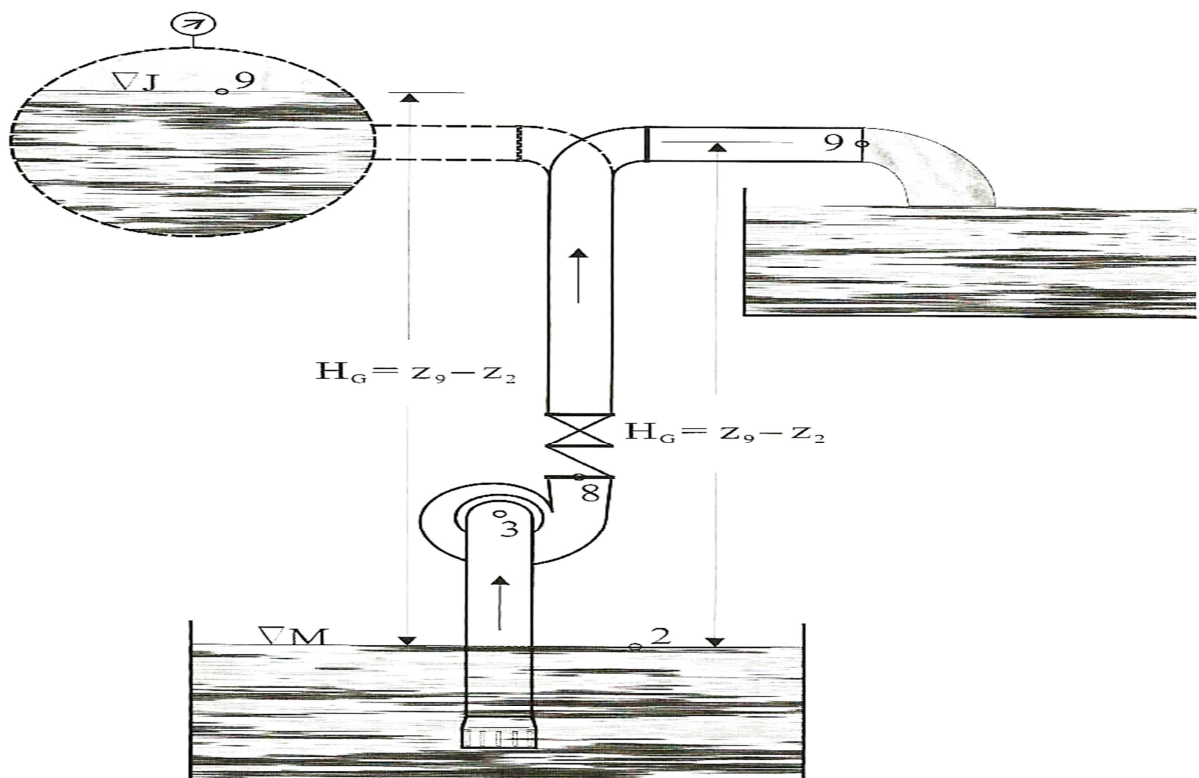
² Equação fundamental para número infinito de pás (Equação de Euler).

Onde as curvas, $Y = f(Q)$ trabalho específico disponível em função da vazão, $P_e = f(Q)$ da potência consumida no eixo e $\eta_t = f(Q)$ do rendimento total em função da vazão, que são traçadas em um mesmo conjunto de coordenadas cartesianas, porém em escalas diferentes por tratarem de grandezas quantificadas em unidades diferentes.

2.4.1 Ponto de funcionamento

Segundo Henn (2012), o ponto de funcionamento é estabelecido a partir da energia que a máquina será capaz de fornecer e a energia que é solicitada pelo sistema onde está instalada para recalcar uma estipulada vazão do fluido. Em uma unidade do fluido é necessário uma determinada quantidade de energia do gerador de fluxo para se deslocar do ponto 2 ao 9 da instalação, conforme representado na Figura (10).

Figura 10 - Representação esquemática de uma instalação de bombeamento



Ainda para o mesmo autor, o princípio da conservação de energia para vencer os desníveis presentes na instalação, a variação de pressão entre dois reservatórios (se houver), uma provável diferença de velocidade entre os pontos 2 e 9 e as perdas de carga em tubulações e acessórios, podem ser determinado pela Equação (13).

$$Y = \frac{p_9 - p_2}{\rho} + g(z_9 - z_2) + \frac{c_9^2 - c_2^2}{2} + E_{p_{2-3}} + E_{p_{8-9}} \quad (13)$$

Onde, Y é a energia específica requerida no sistema, p_9 pressão no ponto 9, p_2 pressão do ponto 2, z_9 cota de referência do ponto 9, z_2 cota de referência do ponto 2, c_9 a velocidade do fluido no ponto 9, c_2 velocidade do fluido no ponto 2, $E_{p_{2-3}}$ perda de carga no trecho 2-3 da canalização de sucção e $E_{p_{8-9}}$ perda de carga no trecho 8-9 da canalização de recalque.

A Equação (13) é nomeada de curva característica do sistema, nela são feitas considerações que matematicamente é alcançada a equação simplificada de um escoamento turbulento e laminar conforme demonstrado respectivamente nas Equações (14) e (15).

$$Y = Y_{est} + KQ^2 \quad (14)$$

Onde, Y_{est} é a energia de pressão estática requerida pelo sistema, K característica do sistema ou da canalização e Q vazão recalçada pelo sistema.

$$Y = Y_{est} + \frac{128\nu L}{\pi D^4} Q + \frac{8}{\pi^2 D^2} Q^2 \quad (15)$$

Onde, ν é a viscosidade cinemática do fluido.

Desta maneira, ao realizar as considerações que as velocidades da superfície de sucção e recalque são iguais a zero e que as pressões entre os reservatórios são nulas, pode-se reescrever a Equação (14) pela Equação (16).

$$H = H_G + K'Q^2 \quad (16)$$

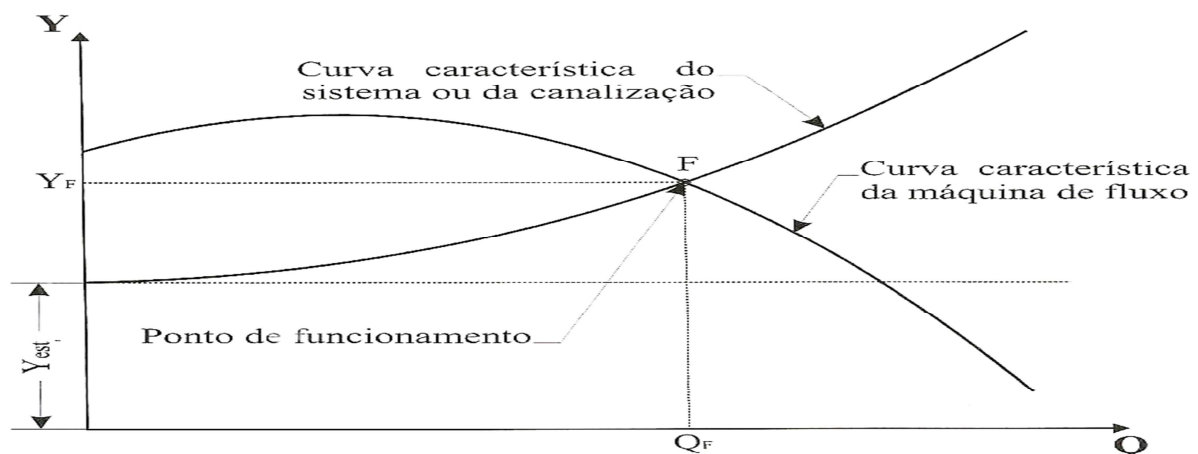
Onde, H é a altura de elevação total do sistema e H_G o desnível geométrico entre os pontos considerados.

Conforme determinado por Çengel e Cimbala (2015), a bomba instalada no sistema deve operar onde a curva característica do sistema e da máquina se cruzar,

este ponto de intersecção é nomeado de ponto de funcionamento, conforme mostrado na Figura (11).

O ponto de funcionamento é determinado ao inserir a curva do sistema e da bomba em um gráfico, sendo possível a sua determinação com fundamento teórico (DE MATTOS; DE FALCO, 1998).

Figura 11 - Determinação do ponto de funcionamento



Fonte: Henn (2012, p.243).

2.4.2 Associação de bombas

Em algumas instalações as variações de descarga e da altura manométrica podem ser muito excessivas e não suportadas por uma única bomba, ocorrendo à necessidade de utilizar a associação de duas ou mais bombas em série ou em paralelo (MACINTYRE, 2013).

Segundo Çengel e Cimbala (2015), é comumente utilizar duas bombas idênticas no processo de associação, projetos que trazem bombas diferentes se tem a necessidade de maior cuidado no dimensionamento, pois as bombas de menor desempenho podem acabar fazendo a função inversa por não acompanhar o rendimento da bomba principal e prejudicar o desempenho total do sistema.

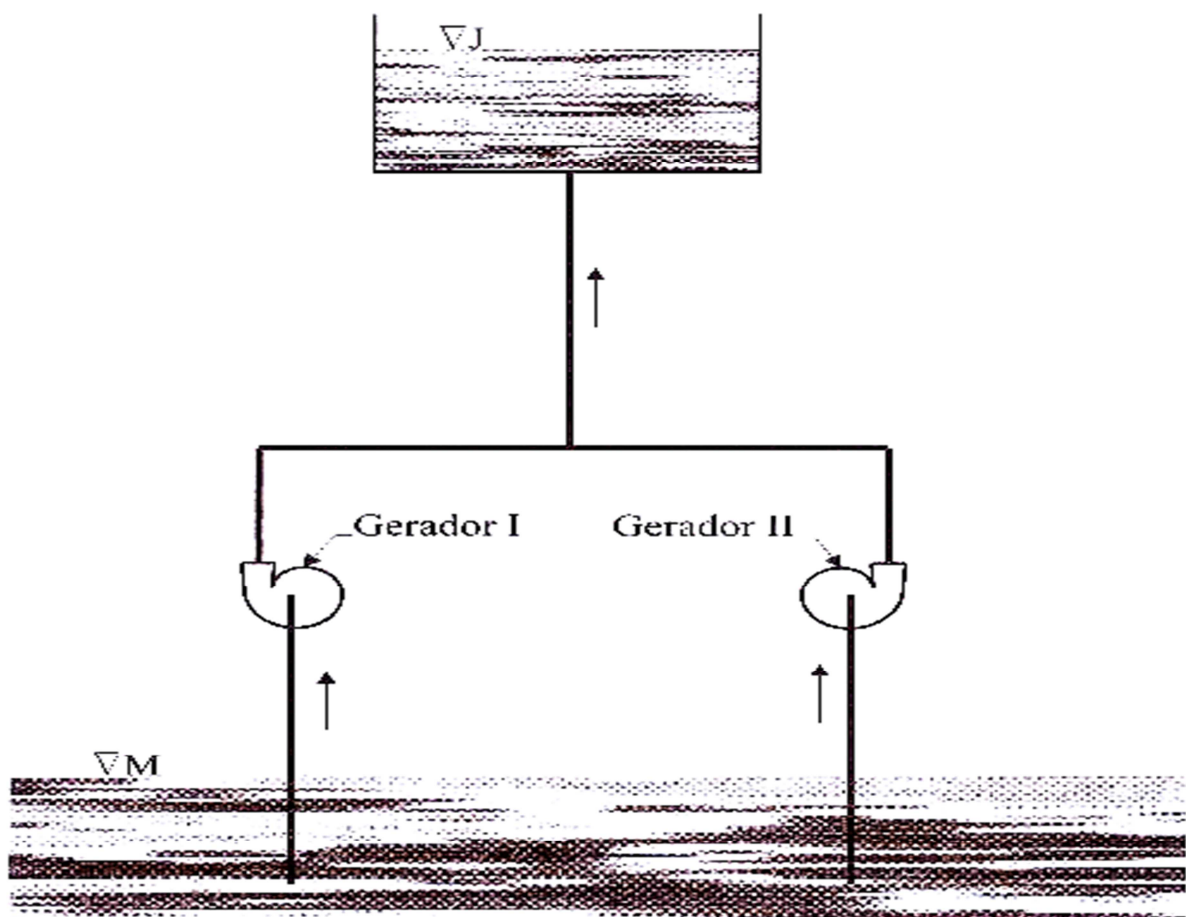
Para Henn (2012), na associação em paralelo demonstrada na Figura (12), é possível verificar que os saltos energéticos equivalentes de cada bomba entre os

níveis de montante (∇M) e jusante (∇J) são iguais e ao mesmo tempo a vazão total do sistema corresponde à soma das vazões, assim pode-se chegar à Equação (17) que descreve essa associação, por meio de resoluções matemáticas³.

$$\frac{\rho(Q_I + Q_{II})Y_A}{n_{tA}} = \frac{\rho Q_I Y_A}{n_{tI}} + \frac{\rho Q_{II} Y_A}{n_{tII}} \quad (17)$$

Onde, Y_A é o salto energético específico da associação, Q_I vazão da máquina I e Q_{II} vazão da máquina II, n_{tA} rendimento total da associação, n_{tI} rendimento total da máquina I e n_{tII} rendimento total da máquina II.

Figura 12 – Associação de bombas em paralelo

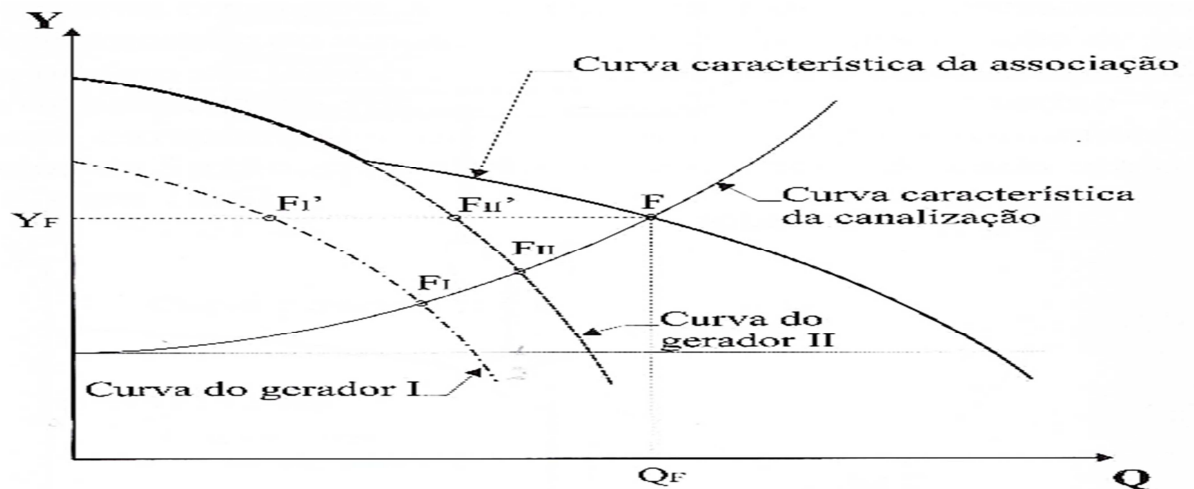


Fonte: Henn (2012, p.282).

Ainda para o mesmo autor, a intersecção da curva característica do sistema e a curva característica da associação resultam na Figura (13).

³ A resolução matemática para se chegar à Equação de associação em paralelo pode ser encontrada no livro Máquinas de fluido, 2012, de Érico Antônio Lopes Henn, a partir da página 282.

Figura 13 – Curvas características da associação de máquinas de fluxo geradoras em paralelo



Fonte: Henn (2012, p.283).

Onde o ponto de funcionamento (F) corresponde a uma vazão (Q_F) e também ao salto energético específico (Y_F). Sendo assim as máquinas geradoras I e II estarão com o seu ponto de funcionamento em F_I e F_{II} respectivamente e se por ventura forem colocados para operação isoladamente serão abordados pelos pontos F_I e F_{II} .

2.5 Cavitação

Para Fox et al. (2013), qualquer tipo de máquina que trabalha com líquido está sujeita a sofrer com o fenômeno da cavitação, esse evento ocorre quando se tem a diminuição da pressão estática local ao ponto de chegar à pressão de vapor do líquido, quando isso acontece o fluido pode passar de líquido para vapor em instantes, gerando uma cavidade de vapor e mudando a configuração do escoamento em comparação a condições sem cavitação.

Em regiões mais rarefeitas se tem a formação de bolhas ou cavidades no interior do líquido vaporizado, em sequência acompanham a corrente líquida gerada pelos órgãos propulsores e com alta velocidade atingem elevadas pressões e acabam se colidindo com partes internas da bomba, gerando assim seu colapso

com a condensação do vapor e retornando ao seu estado líquido (MACINTYRE, 2013).

O colapso é indesejável, pois traz danos às características de funcionamento da bomba e o mais importante nas pás do rotor, podendo levar à corrosão ou erosão e eventualmente à falha catastrófica (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Para De Souza (2011), a cavitação é seguida de vibrações e ruídos, podendo modificar em grande parte as características da máquina de fluido hidráulica por aumentar as perdas do sistema, fazendo com que o escoamento não se comporte conforme a maneira prevista inicialmente.

Para evitar a cavitação, a pressão local deve ser mantida acima da pressão de vapor, em decorrência da facilidade de se medir a pressão na entrada da bomba, os critérios de cavitação são geralmente especificados nesse ponto (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

De acordo com De Souza (2011), o coeficiente de cavitação quando se aborda máquinas de fluxo é definido pelo coeficiente de Thoma, que é dependente das características utilizadas na construção da máquina e essencialmente a forma do rotor para reduzir perigo de cavitação, podendo ser classificado como uma forma quantitativa de medir a sensibilidade de uma determinada máquina à cavitação e variando com a velocidade de rotação específica n_{qA} . Contudo o coeficiente de Thoma se caracteriza por σ_{min} , conforme demonstrado na Equação (18) para bombas hidráulicas, que é válida para o ponto de rendimento máximo ou de projeto.

$$\sigma_{min} = 2,82 \cdot 10^{-4} n_{qA}^{4/3} \quad (18)$$

De acordo com Henn (2012), a velocidade de rotação específica pode ser relacionada ao formato e às proporções dos rotores de máquinas de fluxo, podendo assim ser expressa pela Equação (19).

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (19)$$

Onde, n é a velocidade de rotação da máquina.

Ainda para Henn (2012), a energia que é disponibilizada para direcionar o fluido ao longo da canalização de sucção e no seu caminho pelo interior do rotor

sem risco de ocorrer à vaporização, é definida como energia total na sucção menos a energia equivalente à pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento, sendo assim definida *NPSH* que significa *Net Positive Suction Head* (Saldo positivo de altura de sucção) que é medida na boca de sucção da bomba e é expresso matematicamente conforme Equação (20).

$$NPSH_d = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2g} \quad (20)$$

Onde, $NPSH_d$ é a energia específica disponível para introduzir o líquido na bomba sem que haja vaporização, γ peso específico do fluido bombeado, p_v pressão de vaporização do líquido na temperatura de bombeamento, H_{sg} é a altura de sucção geométrica, H_{ps} a perda de carga na tubulação de sucção e c_2 velocidade do líquido na superfície do reservatório de sucção.

De acordo com Fox et al. (2013), as propriedades da água em função da temperatura são conhecidas e imprescindíveis para determinar a cavitação, pois a pressão de vaporização está diretamente ligada ao fenômeno, podendo assim ser definidas de acordo com a Tabela (4).

Tabela 4 - Propriedades da Água (Unidades no sistema internacional - SI)

Temperatura, T (°C)	Massa Específica, ρ (kg/m ³)	Viscosidade Dinâmica, μ (N · s/m ²)	Viscosidade Cinemática, ν (m ² /s)	Tensão Superficial, σ (N/m)	Pressão de Vapor, p_v (kPa)
0	1000	1,76E-03	1,76E-06	0,0757	0,661
5	1000	1,51E-03	1,51E-06	0,0749	0,872
10	1000	1,30E-03	1,30E-06	0,0742	1,23
15	999	1,14E-03	1,14E-06	0,0735	1,71
20	998	1,01E-03	1,01E-06	0,0727	2,34
25	997	8,93E-04	8,96E-07	0,0720	3,17
30	996	8,00E-04	8,03E-07	0,0712	4,25
35	994	7,21E-04	7,25E-07	0,0704	5,63
40	992	6,53E-04	6,59E-07	0,0696	7,38
45	990	5,95E-04	6,02E-07	0,0688	9,59
50	988	5,46E-04	5,52E-07	0,0679	12,4
55	986	5,02E-04	5,09E-07	0,0671	15,8
60	983	4,64E-04	4,72E-07	0,0662	19,9
65	980	4,31E-04	4,40E-07	0,0654	25,0
70	978	4,01E-04	4,10E-07	0,0645	31,2
75	975	3,75E-04	3,85E-07	0,0636	38,6
80	972	3,52E-04	3,62E-07	0,0627	47,4
85	969	3,31E-04	3,41E-07	0,0618	57,8
90	965	3,12E-04	3,23E-07	0,0608	70,1
95	962	2,95E-04	3,06E-07	0,0599	84,6
100	958	2,79E-04	2,92E-07	0,0589	101

Fonte: Fox et al.(2013, p.667).

Para Henn (2012), em cada bomba se tem a necessidade de certa porção de energia $NPSH_b$ na boca de sucção, que é denominada $NPSH$ requerida pela bomba que é dependente das particularidades da construção da máquina e propriedades do fluido para que não haja cavitação conforme expresso na Equação (21).

$$NPSH_b = \lambda_1 \frac{w_3^2}{2g} + \lambda_2 \frac{c_3^2}{2g} \quad (21)$$

Onde, $NPSH_b$ é a energia específica mínima requerida pela bomba para que não haja perigo de cavitação, w_3 velocidade relativa da corrente que é medida na boca de sucção, λ_1 e λ_2 são estimados por resultados experimentais e em média são considerados 0,3 e 1,2 respectivamente.

Com base nas informações anteriores em um projeto de linha de sucção de uma bomba se define a consideração $NPSH_d \geq NPSH_b$, que deve ser atendida.

Conforme determinado por Henn (2012), o máximo valor de altura de sucção geométrica $H_{sgm\acute{a}x}$ é obtido no momento em que a pressão absoluta diminui até alcançar a pressão de vaporização do líquido (iniciando a cavitação), conforme demonstrado na Equação (22). Podendo ter resultados negativos, pois a bomba pode se encontrar abaixo do nível do reservatório de sucção sendo assim nomeada de bomba afogada.

$$H_{sgm\acute{a}x} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{min} H - H_{ps} - \frac{c_3^2}{2g} \quad (22)$$

Onde, H é a altura de elevação da bomba e c_3 a velocidade do líquido na boca de sucção da bomba.

2.6 Máquinas hidráulicas

Neste tópico, serão abordadas ideias gerais da classificação das máquinas hidráulicas com destaque nas máquinas geratrizes abordando especificadamente o assunto da bomba centrífuga diagonal que é essencial para o entendimento desse presente trabalho, pois é o tipo de equipamento estudado (ANEXO A).

2.6.1 Classificações das Máquinas Hidráulicas

As máquinas hidráulicas são máquinas transformadoras de energia. Em uma classificação geral podem ser classificadas em três grupos:

- Máquinas Motrizes
- Máquinas Geratrizes
- Máquinas Mistas

As máquinas motrizes transformam energia hidráulica em trabalho mecânico e se destinam normalmente a acionar outras máquinas. Há um destaque maior em duas categorias, as turbinas hidráulicas onde o escoamento do fluido acontece por canais formados pelas pás em torno de um eixo móvel que formam o rotor e as rodas hidráulicas ou rodas-d'água onde o fluido é direcionado em cubas ou em canais especiais havendo um aumento de força acionando o motor (MACINTYRE, 2013).

De acordo com Dos Santos (2007), máquinas geratrizes são máquinas que alteram energia mecânica em energia hidráulica, elevando o nível energético de um fluido.

E as máquinas mistas são modificadoras do estado da energia que o líquido possui, alterando a energia hidráulica de uma forma para outra, ou seja, produzem energia hidráulica por meio do mesmo tipo de energia. (MACINTYRE, 2013).

2.6.2 Máquinas geratrizes

As bombas são máquinas geratrizes e tem a função de transportar o líquido por escoamento, sendo assim o trabalho mecânico é transformado em energia, que é transferido ao líquido em forma de energia cinética e de pressão (MACINTYRE, 2013).

Em sua definição adquirem energia de uma fonte motora e transferem parte dela para um fluido, podendo ser classificadas por sua aplicação ou pelo jeito que a

energia é cedida ao fluido, se separando em dois grupos principais, as bombas de deslocamento positivo e as turbobombas (DE MATTOS; DE FALCO, 1998).

De acordo com De Mattos e De Falco (1998), as bombas de deslocamento positivo fornecem energia ao fluido em forma de pressão, o deslocamento ocorre por causa de um órgão interno mecânico que submete o líquido a realizar a mesma movimentação que ele está exercendo.

“São bombas normalmente utilizadas em circuitos hidráulicos que acionam atuadores lineares ou rotativos (cilindros ou motores hidráulicos) para movimentação de carga” (DOS SANTOS, 2007, p.28).

Segundo Macintyre (2013), as turbobombas dispõem de um rotor giratório que é composto de pás, tendo a função de acelerar o líquido com a força que é fornecida por um equipamento qualquer, diferentemente das bombas de deslocamento positivo, a direção e sentido do líquido não são as mesmas do que entra em contato com as pás. Um dos principais elementos desse equipamento é o difusor que tem como função elevar grande parcela da energia cinética da saída do líquido em energia de pressão.

“São bombas normalmente utilizadas nas instalações hidráulicas para o transporte de fluidos. Diante disso a importância da vazão aumentada e reduz a pressão em relação às bombas de deslocamento positivo” (DOS SANTOS, 2007, p.28).

A classificação desse tipo de bomba é feita por diversas características, onde uma das principais é pela trajetória do líquido no rotor, sendo assim dividido em radial, helicoidal, diagonal e axial (MACINTYRE, 2013).

Nas bombas centrífugas diagonais o líquido entra axialmente no rotor e as pás apresentam dupla curvatura criando uma trajetória de hélice cônica, sendo as beiradas bastante inclinadas em relação ao eixo conforme mostrado na Figura (14). Uma parcela da energia proporcionada é por causa da força centrífuga e outra pela força de arrasto (DOS SANTOS, 2007).

Figura 14 – Fluxo e rotor de uma bomba centrífuga diagonal



Fonte: Adaptado pelo autor com base em Dos Santos (2007, p.39).

3 METODOLOGIA

Nesse capítulo será apresentada a metodologia adotada para desenvolvimento do trabalho.

3.1 Método científico

A pesquisa pode ser definida como método racional e sistemático, apresentando respostas de adversidades, sendo necessária quando não se tem informações capazes de responder à incógnita (GIL, 2002).

Na grande maioria, as instituições acadêmicas solicitam trabalhos de final de curso com a finalidade de inserir o aluno no universo da pesquisa científica, sendo por gosto ou necessidade. Contudo, o projeto de pesquisa tem como missão orientar e direcionar o graduando na atividade (DOS SANTOS; CARVALHO, 2015).

Para Gil (2002), há diversos motivos para realizar uma pesquisa, podendo assim classificá-las em dois grupos, as razões de ordem intelectual que acontecem simplesmente pela vontade de conhecer e as razões de ordem prática que tratam não apenas do saber, mas também de obter algo mais eficiente ou eficaz.

Ainda para o mesmo autor, a pesquisa também pode ser classificada de acordo com a natureza dos dados, assim sendo qualitativa (descritivas e

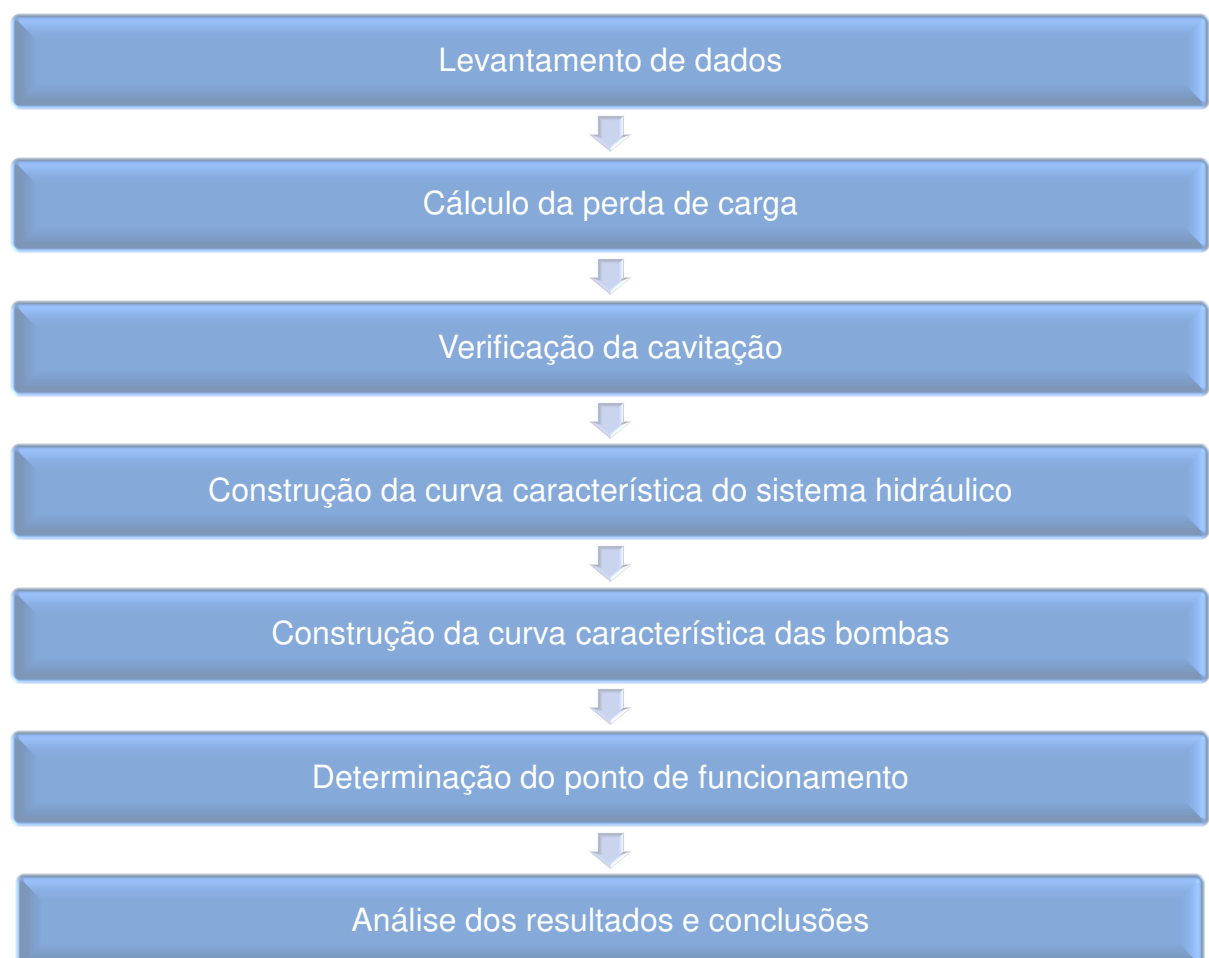
explicativas) ou quantitativa (experimental, documental, estudo de caso, entre outros).

Com base nas informações descritas, pode-se definir esse trabalho como uma pesquisa de razões de ordem prática e quantitativa, pois o estudo tem como objetivo determinar o ponto de funcionamento das bombas determinando seu ponto de funcionamento ideal e um estudo de caso real.

3.2 Procedimento metodológico

A realização desse trabalho vai ocorrer conforme o fluxograma da Figura (15).

Figura 15 – Fluxograma das principais etapas do trabalho



Fonte: Do autor (2018).

3.2.1 Levantamento de dados

Na primeira etapa foi realizado o levantamento de dados do sistema, da tubulação e das bombas, em conjunto com a empresa e fornecedores.

- Verificar junto à rede hidráulica da instalação o comprimento total da instalação;
- Rugosidade do material da tubulação;
- Diâmetro da tubulação;
- Material da tubulação;
- Número de curvas e conexões da tubulação;
- Demais válvulas e acessórios presentes no sistema;
- Os desníveis dos reservatórios de sucção entre o eixo da bomba e a descarga;
- Velocidade nominal das bombas;
- Diâmetro do bocal de sucção da bomba;
- Vazão das bombas.

3.2.2 Cálculo da perda de carga

O cálculo da perda de carga foi realizado em duas etapas, primeiramente pelas perdas denominadas maiores e consequentemente as perdas nomeadas por menores ou localizadas.

Após o conhecimento dos dados preliminares necessários na primeira etapa, realizou-se a determinação do regime de escoamento pelo número de Reynolds conforme determinado pela Equação (1). A partir da determinação dessa variável se tornou possível a determinação do fator de atrito pelo diagrama de Moddy conforme mostrada na Figura (3) e consequentemente estabelecer as perdas de cargas maiores do sistema pela Equação (9) e se por ventura o regime fosse laminar se utilizaria Equação (10) em conjunto. As perdas de cargas menores foram determinadas pelas Equações (11) e (12), levando em consideração o que é

ressaltado na literatura, sempre que possível deve-se utilizar os valores de perdas fornecidas pelo fornecedor.

3.2.3 Verificação da cavitação

Na verificação da cavitação definiu-se à proposta da comparação da altura de sucção geométrica da instalação com a altura de sucção geométrica máxima, sendo essa última podendo ser definida pela Equação (22) em conjunto com a Equação (18) para definição do coeficiente de Thoma e a Tabela (4) para determinação das propriedades do líquido transportado (água).

3.2.4 Construção da curva característica do sistema hidráulico

O levantamento da curva característica do sistema foi realizado na quarta etapa, depende da energia total que deve ser fornecida ao fluido para que ele atinja as funções desejadas na descarga das bombas, podendo assim ser construída pelas Equações (15) ou (16), dependendo do regime de escoamento.

3.2.5 Construção da curva característica das bombas

Conforme já destacado no capítulo dois do presente trabalho no tópico de curvas características, foi utilizada a curva característica real das bombas, que foram fornecidas pelo fabricante conforme Anexo B, podendo assim ser possível cruzar as informações com maior confiabilidade, já que a mesma foi desenvolvida laboratorialmente. Como a instalação do sistema é em paralelo foi necessário fazer a associação das bombas para determinar a curva característica da mesma utilizando a Equação (17) e em conjunto as Equações (5) e (7) para determinar as variáveis pertinentes que serão necessárias para resolução.

3.2.6 Determinação do ponto de funcionamento

Nessa etapa foi determinado o ponto de funcionamento das bombas pela intersecção das curvas características do sistema e das bombas associadas em paralelo conforme demonstrado na Figura (13).

3.2.7 Análise dos resultados e conclusões

Por fim, foi realizada a análise dos resultados utilizando os fundamentos teóricos e práticos alcançados, podendo assim formar uma conclusão fundamentada dos objetivos traçados nesse trabalho.

4 DESENVOLVIMENTO

Nesse capítulo serão apresentados todos os tópicos de desenvolvimento necessários para se chegar ao objetivo geral e objetivos específicos do trabalho.

4.1 Levantamento de dados

O levantamento de dados foi realizado em conjunto com a empresa na qual está sendo realizado o estudo e fornecedores. Para um melhor levantamento foi efetuada uma visita nas instalações e também foi disponibilizada pela empresa a planta baixa de todo o sistema, para melhor conhecimento das dimensões, que foram obtidas a partir do programa *AutoCAD 2019*[®], podendo assim ser possível determinar o comprimento total da tubulação, o número de curvas e seus ângulos e os desníveis dos reservatórios de sucção e descarga. Conforme determinado no capítulo anterior, os dados necessários para realização desse trabalho serão apresentados na Tabela (5).

De acordo com a Tabela (5), é possível verificar curvas com ângulos não habituais, isso se deve ao tipo de material da tubulação, que é o Defofo MPVC, que permite uma mobilidade maior na sua construção, facilitando o contorno de desníveis e por consequência mais liberdade na sua instalação, sendo um dos fatores determinantes para sua escolha.

Tabela 5 – Levantamento de dados

Descrição	Dados
Comprimento total (m)	2818
Rugosidade do material da tubulação (mm)	0,06
Diâmetro da tubulação (mm)	400
Número de curvas de 20°	2
Número de curvas de 45°	4
Número de curvas de 50°	3
Número de curvas de 90°	5
Número de válvulas de retenção de dupla portinhola DN8"	2
Número de válvulas do tipo borboleta DN8"	2
Número de válvulas do tipo borboleta DN10"	3
Desníveis dos reservatórios(m)	39
Velocidade nominal da bomba (rps)	29,62
Diâmetro do bocal de sucção da bomba (mm)	250
Vazão das bombas (m³/h)	600

Fonte: Do autor (2018).

4.2 Cálculo da perda de carga

Nessa etapa, são determinadas as perdas de cargas denominadas de maiores e posteriormente as nomeadas de menores. Primeiramente é necessário determinar a velocidade do líquido na tubulação pela Equação (2), sendo necessário converter a unidade de medida da vazão para litros por segundo, conforme abaixo.

$$V_{med} = \frac{4 \cdot 0,167}{\pi \cdot 0,4^2} = 1,3289 \text{ m/s}$$

Com essa informação pode-se calcular o número de Reynolds pela Equação (1). O líquido utilizado no sistema é a água, e a mesma é extraída por meio de sucção do Rio Taquari, sendo necessário estipular uma temperatura média de 25°C, obtendo-se suas propriedades pela Tabela (4).

$$Re = \frac{1,3289 \cdot 0,4}{8,96 \cdot 10^{-7}} = 5,9 \cdot 10^5$$

Sendo assim seu regime de escoamento é determinado como turbulento, pois o número de Reynolds fica acima da faixa determinada de crítica.

A rugosidade do material foi obtida diretamente com o fabricante, como é descrito na Tabela (5), e em conjunto com o número de Reynolds é possível determinar o fator de atrito no diagrama de Moody pela Figura (3).

$$f = 0,0145$$

Desta forma, é possível a determinação das perdas de cargas maiores, pela Equação (9).

$$Hl = 0,0145 \cdot \frac{2818}{0,4} \cdot \frac{1,3289^2}{2 \cdot 9,81} = 9,19 \text{ m}$$

Para se determinar as perdas de cargas menores, é necessário dividi-la em duas partes, a primeira é a determinação do comprimento equivalente (Le) das curvas descritas na primeira etapa desse capítulo, utilizando o método determinado na Figura (7).

$$Le = 150,6 \text{ m}$$

Deste modo é possível a utilização da Equação (12), para determinar as perdas de carga nas curvas presentes ao longo da tubulação.

$$Hl_{curvas} = 0,0145 \cdot \frac{150,6}{0,4} \cdot \frac{1,3289^2}{2 \cdot 9,81} = 0,4913 \text{ m}$$

A segunda parte é a determinação das perdas de cargas oriundas das válvulas, que foram descritas na primeira etapa desse capítulo, seus valores foram disponibilizados pelo fabricante, conforme definido na Tabela (6).

Tabela 6 – Perdas de cargas nas válvulas do sistema

Descrição	Valor da perda de carga (m)
Válvulas de retenção de dupla portinhola DN8"	1
Válvulas do tipo borboleta DN8"	0,8
Válvulas do tipo borboleta DN10"	0,15
Valor total da perda de carga	1,95

Fonte: Do autor (2018).

Desta forma é possível obter as perdas de cargas menores totais, que ao realizar o somatório se obtém.

$$Hl_m = 2,44 \text{ m}$$

4.3 Verificação da cavitação

Para verificação do fenômeno da cavitação, foi utilizado o método de comparação entre a altura geométrica da bomba e a altura geométrica máxima permitida pelo sistema, sendo assim essa etapa será realizada de forma individual para cada bomba, por serem idênticas e funcionarem de acordo com os mesmos princípios, se o fenômeno não ocorrer em uma, não acontecerá na outra. Inicialmente é necessário conhecer a energia requerida pelo sistema, que pode ser obtida pela Equação (13). Para utilizar a equação de forma mais coerente com as variáveis presentes no sistema, algumas considerações foram feitas, conforme destacado abaixo. Os pontos de pressão, velocidade e de canalização descritos podem ser visualizados na Figura (10).

- A pressão no ponto 9 (p_9) e a pressão no ponto 2 (p_2), foram desconsideradas, pois ambas estão abertas para a atmosfera e dessa forma se anulam;
- A velocidade no ponto 9 (c_9) e ponto 2 (c_2) variam muito pouco e desta forma não serão levadas em conta nessa etapa;
- E por fim as perdas de carga entre o trecho da canalização nos pontos 2 e 3 ($E_{p_{2-3}}$), são consideradas desprezíveis, pois a coleta do fluido acontece diretamente do Rio Taquari, não havendo tubulação para sua canalização e consequentemente sem perdas de carga consideráveis.

Sendo assim, a Equação (13) pode ser reescrita conforme abaixo:

$$Y = g \cdot (z_9 - z_2) + E_{p_{8-9}}$$

Obtendo-se o seguinte resultado para o sistema completo:

$$Y = 9,81 \cdot (52 - 13) + (9,19 + 0,4913 + 1,95) \cdot 9,81 = 496,7 \text{ J/KG}$$

Consequentemente, é necessário dividir a energia requerida e a vazão do sistema entre as bombas, pois como relatado, a forma de avaliação desse fenômeno é individual. Para se chegar ao coeficiente de Thoma, é necessário primeiramente obter a velocidade de rotação específica (nqa), descrito abaixo pela Equação (19).

$$nqa = 10^3 \cdot \frac{29,62 \cdot 0,083^{1/2}}{248,35^{3/4}} = 136,67$$

Desta forma é possível obter o coeficiente de Thoma (σ_{\min}), pela Equação (18).

$$\sigma_{\min} = 2,82 \cdot 10^{-4} \cdot 136,67^{4/3} = 0,2$$

Por conseguinte, foi necessário determinar a velocidade média do líquido no bocal de sucção da bomba, de acordo com a Equação (2).

$$V_{med} = c_3 = \frac{4 \cdot 0,0833}{\pi \cdot (0,25)^2} = 1,6975 \text{ m/s}$$

Por fim, é possível determinar o maior valor da altura de sucção geométrica pela Equação (22). A perda de carga na tubulação de sucção é desprezível, levando em conta a planta da instalação, conforme já descrito nessa mesma etapa.

$$H_{sgm\acute{a}x} = \frac{101325}{9780,57} - \frac{3170}{9780,57} - 0,2 \cdot (52 - 13) - \frac{1,6975^2}{2 \cdot 9,81} = 2,09 \text{ m}$$

Desta forma, é possível confirmar que não ocorre o fenômeno da cavitação, pois as duas bombas estão instaladas no mesmo nível de sucção do líquido, confirmando que não ocorre a perda de pressão ao ponto de sua vaporização.

4.4 Construção da curva característica do sistema hidráulico

Essa etapa foi dividida em duas partes. Primeiramente foi realizada a construção da curva característica de acordo com o que foi previsto no projeto e posteriormente adicionado o fator de incrustação que o sistema criou ao longo dos anos, sendo que sua construção ocorreu no ano de 2007.

Para construir a curva característica do sistema hidráulico, foi utilizada a Equação (16), cuja aplicação é para escoamentos turbulentos. Desta forma é necessário primeiramente determinar a variável K' , que foi definida para instalações de bombeamento onde as velocidades nas superfícies dos reservatórios e a

diferença de pressão são nulas, utilizando a mesma equação da construção da curva, mas com os termos realocados para se definir a variável.

$$11,63 + 39 = K' \cdot 0,167^2 + 39$$

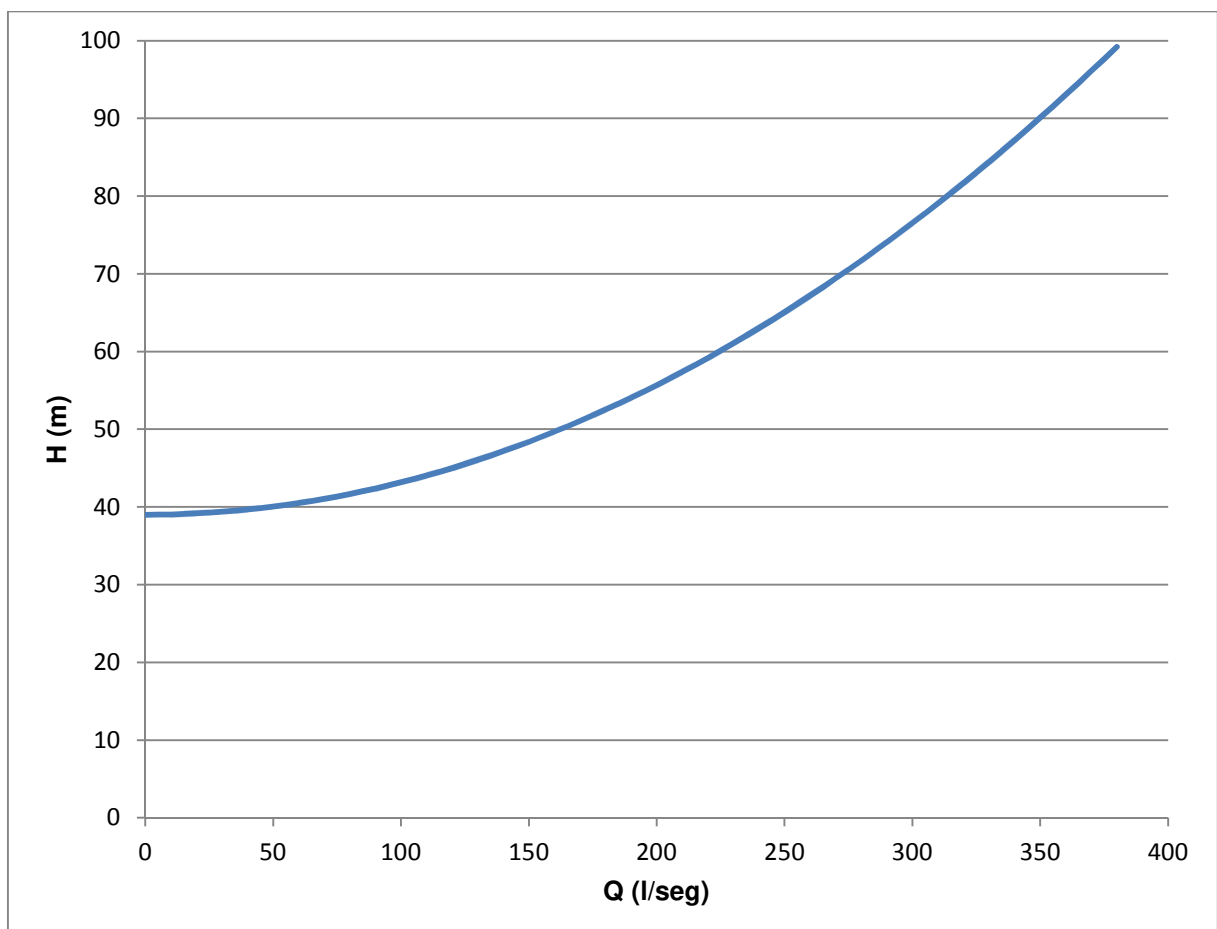
$$K' = 417,01 \frac{s^2}{m^5}$$

Sendo assim, a construção da curva se torna possível. Utilizando novamente a Equação (16), se obtém a equação genérica, que ao variar a sua vazão de acordo com a altura de elevação das bombas, obtém-se a curva característica do sistema hidráulico, conforme determinado abaixo.

$$H = 39 + 417,01 \cdot Q^2$$

Desta maneira, foi possível utilizar o programa *Microsoft Excel 2010*® para construir a curva característica do sistema, conforme demonstrado no Gráfico (1).

Gráfico 1 – Curva característica do sistema hidráulico



Fonte: Do autor (2018).

Para construir a curva característica considerando o fator de incrustação ao longo dos onze anos da sua construção, foi realizada a multiplicação do valor típico pelo fator de atrito conforme destacado na Tabela (2), desta maneira chega-se ao resultado abaixo.

$$f_{inc} = 0,0145 \cdot 1,6 = 0,0232$$

A partir desta variável encontrada é possível chegar à equação genérica, que tornará viável a construção da curva, necessitando-se recalcular alguns passos com o fator de atrito encontrado. Inicialmente foram determinadas as perdas de cargas, começando pelas denominadas de maiores, conforme Equação (9).

$$Hl = 0,0232 \cdot \frac{2818}{0,4} \cdot \frac{1,3289^2}{2 \cdot 9,81} = 14,71m$$

Da mesma forma, utilizando a Equação (12) é possível determinar as perdas de cargas em curvas presentes na tubulação.

$$Hlm_{curvas} = 0,0232 \cdot \frac{150,6}{0,4} \cdot \frac{1,3289^2}{2 \cdot 9,81} = 0,7861 m$$

E a partir do somatório entre o valor encontrado das perdas de cargas das curvas da tubulação considerando o fator de incrustação e as perdas das válvulas já estipuladas na Tabela (6), é possível definir as perdas denominadas de menores ou localizadas.

$$Hlm = 2,7361 m$$

Sendo assim, é necessário determinar a variável K' pela Equação (16).

$$39 + 17,45 = K' \cdot 0,167^2 + 39$$

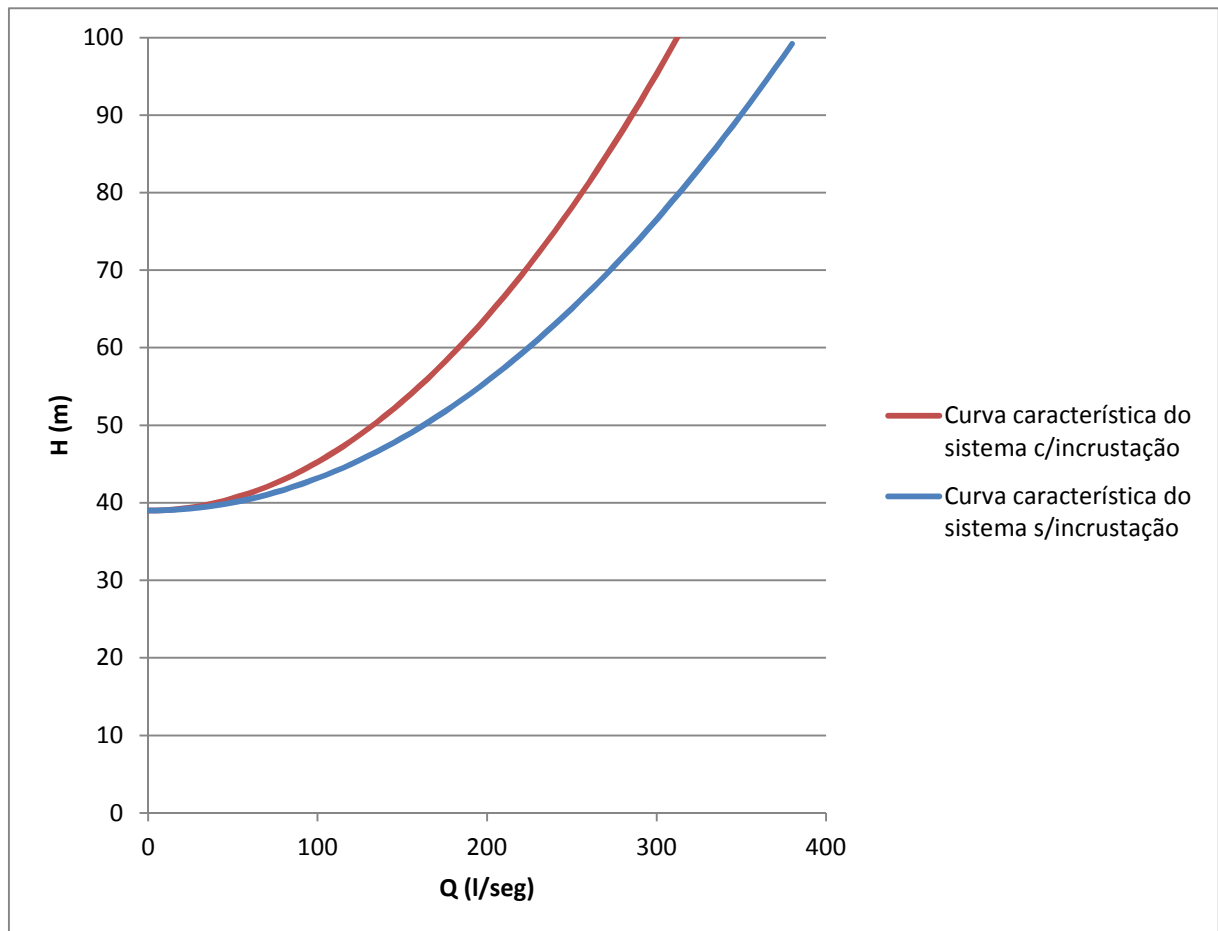
$$K' = 625,69 \frac{s^2}{m^5}$$

Tornando assim possível escrever a equação genérica utilizando novamente a Equação (16), conforme destacado abaixo.

$$H = 39 + 625,69 \cdot Q^2$$

Utilizando o programa *Microsoft Excel 2010*[®] se obtém a curva característica do sistema hidráulico com o fator de incrustação. Desta maneira é demonstrada a comparação entre as duas curvas características obtidas no Gráfico (2).

Gráfico 2 – Comparação das curvas características do sistema hidráulico



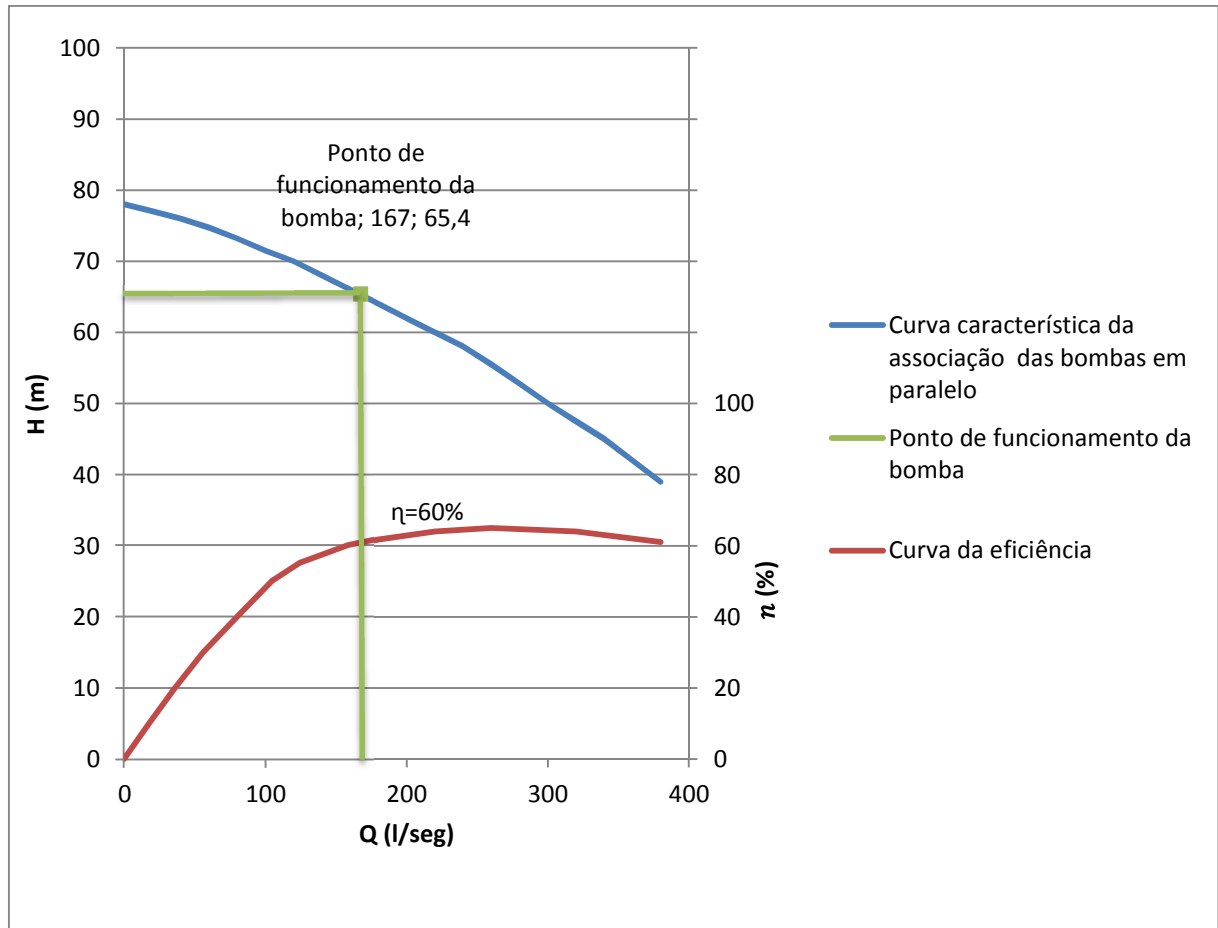
Fonte: Do autor (2018).

4.5 Construção da curva característica das bombas

Nessa etapa, foram utilizados os dados disponibilizados pelo fabricante das bombas (ANEXO B). Como foi fornecida a curva característica de uma bomba é necessário determinar a curva da associação em paralelo. Sendo assim, ao utilizar a Equação (17), pode-se concluir que a vazão da associação duplica e o rendimento torna-se igual ao rendimento individual de cada bomba, pois as bombas são

idênticas. Utilizando o programa *Microsoft Excel 2010*[®] é possível determinar a curva, conforme pode ser visto no Gráfico (3).

Gráfico 3 – Curva característica da associação das bombas em paralelo



Fonte: Do autor (2018).

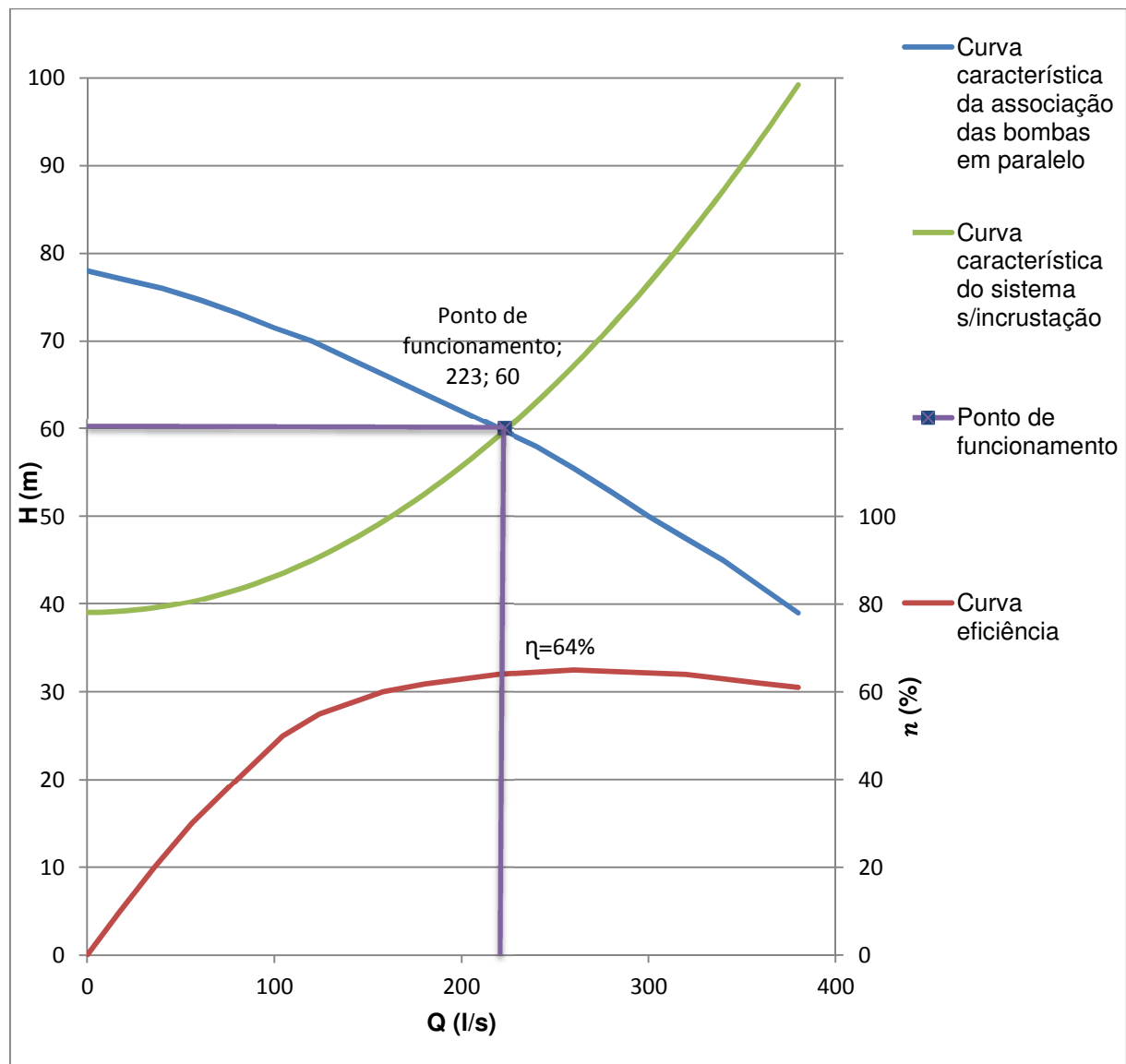
Desta maneira, foi possível traçar uma linha horizontal e vertical a partir da informação inicial da vazão do projeto do sistema, podendo-se verificar que a bomba está trabalhando folgada de acordo com sua capacidade.

4.6 Determinação do ponto de funcionamento

A determinação do ponto de funcionamento ocorreu por meio da intersecção das curvas características do sistema hidráulico e da curva característica da associação em paralelo das bombas e consequentemente aconteceu o cruzamento

com a curva da eficiência. Por meio do programa *Microsoft Excel 2010*[®], foi possível determinar o ponto de funcionamento das duas curvas características do sistema hidráulico que foram levantadas, primeiramente foi construída a do projeto, conforme destacado no Gráfico (4).

Gráfico 4 – Determinação do ponto de funcionamento

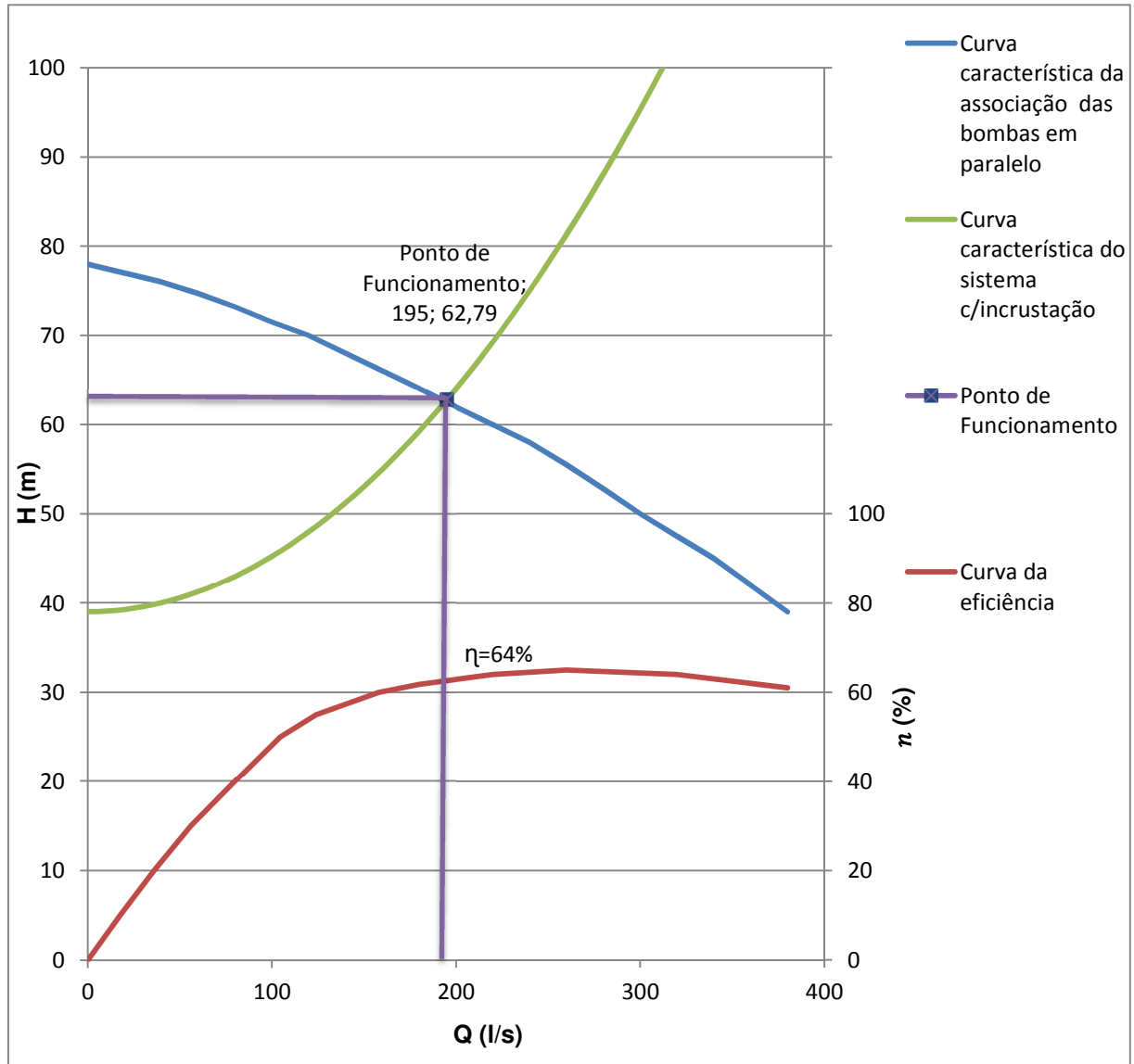


Fonte: Do autor (2018).

Analisando a intersecção das curvas formadas no Gráfico (4), é possível determinar o ponto de funcionamento, sendo que as variáveis de vazão ($Q = 223 l/s$), altura de elevação ($H = 60m$) e a eficiência ($n = 64\%$), foram obtidas com sucesso.

Consequentemente é possível desenvolver pelo mesmo método a intersecção das curvas levando em conta o fator de incrustação, conforme Gráfico (5).

Gráfico 5 – Determinação do ponto de funcionamento adicionando o fator de incrustação



Fonte: Do autor (2018).

Portanto as variáveis de vazão ($Q = 195 \text{ l/s}$), altura de elevação ($H = 62,79m$) e a eficiência ($n = 64\%$), foram obtidas com sucesso.

Analisando as variáveis obtidas em cada gráfico, se verifica uma diferença de valores, isso ocorre por decorrência das incrustações que se formam ao longo dos anos na parte interna da tubulação mudando o seu ponto de funcionamento.

5 CONCLUSÃO

Ao realizar a interpretação dos resultados obtidos no presente trabalho, é possível definir que o objetivo principal foi alcançado com êxito. Desta forma, as dúvidas pertinentes à instalação foram esclarecidas.

A partir do levantamento de dados e o cálculo da perda de carga tornou-se viável a avaliação das etapas seguintes. Assim, foi admissível definir que o fenômeno da cavitação não acontece na instalação, pois as duas bombas associadas em paralelo estão localizadas abaixo do máximo valor de altura de sucção geométrica permitido, podendo concluir que não acontece a perda de pressão no bocal de sucção da bomba ao ponto da vaporização do líquido.

Na construção da curva característica do sistema hidráulico considerando os dados de projeto e posteriormente a inclusão do fator de incrustação na tubulação é possível confirmar uma diferença considerável na comparação de ambas. Isso ocorre pelo acúmulo de depósitos no seu interior, aumentando a rugosidade dos tubos e a diminuição do diâmetro interno, limitando a passagem do líquido e por consequência aumentando a perda de carga e diminuição da eficiência do sistema.

Com base nos dados disponibilizados, a construção da curva característica das bombas ocorreu com sucesso. Em virtude dos equipamentos serem idênticos e funcionarem com os mesmos princípios, torna-se razoável definir que a vazão de ambas se soma e a avaliação do rendimento da associação torna-se idêntico de uma bomba individual.

Por meio da intersecção das curvas levantadas, encontrou-se o ponto de funcionamento em ambas as circunstâncias, podendo demonstrar de forma explícita a diferença que ocorre.

Deste modo conclui-se que o ponto de funcionamento ideal seria equivalente à vazão total estipulada das duas bombas de acordo com o projeto (167 l/s) e a altura de elevação total do sistema ($H = 65,4\text{m}$) conforme determinado no Gráfico (3), assim podendo-se comparar com as informações obtidas nos Gráficos (4) e (5) correspondentes as variáveis do sistema completo, mostrando que as condições não condizem com as necessidades do sistema, confirmando que há superdimensionamento das bombas centrífugas diagonais instaladas em paralelo. No entanto, é importante ressaltar que após anos de funcionamento as características do sistema sofreram mudanças expressivas, assim podendo-se deduzir que o dimensionamento levou em consideração esse fator.

Sendo assim, avaliando que o sistema foi construído para ser utilizado por um grande período, é possível confirmar que a escolha dos equipamentos ocorreu corretamente. Desta forma, após análise das informações, é possível verificar que o superdimensionamento ocorreu, mas de forma coerente.

Por fim, o presente trabalho demonstrou a importância de cada etapa para se concluir o dimensionamento de um sistema hidráulico da melhor forma, assim podendo determinar o melhor rendimento de acordo com as condições impostas, demonstrando a importância do Engenheiro Mecânico.

6 REFERÊNCIAS

ANCINES, Crissiane Alves. **Determinação experimental e numérica das curvas de funcionamento de bombas centrífugas**. UFRGS, Porto Alegre, 2012.
Disponível em: <http://www.lume.ufrgs.br/handle/10183/75826>. Acesso em: 20 mai. 2018.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. 3. Ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2015.

DE MATTOS, Edson Ezequiel; DE FALCO, Reinaldo. **Bombas Industriais**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.

DE SOUZA, Zulcy. **Projeto de máquinas de fluxo: tomo I, base teórica e experimental**. 1. Ed. Rio de Janeiro: Interciência; Minas Gerais: Acta, 2011.

DICKINSON, C.. **Pumping Manual, 8th ed**. Surrey, England: Trade & Technical Press, Ltda, 1988.

DOS SANTOS, Selma Cristina; DE CARVALHO, Márcia Alves Falerio. **Normas e técnicas para elaboração e apresentação de trabalhos acadêmicos**. Petrópolis, RJ, Editora Vozes Ltda, 2015.

DOS SANTOS, Sérgio L. **Bombas e Instalações Hidráulicas**. São Paulo: LTC Editora, 2007.

FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

GIL, Antonio Carlos. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. 4. Ed. São Paulo: Atlas, 2002.

HENN, Érico Antônio Lopes. **Máquinas de fluido**. 3. Ed. Santa Maria: Ed. da UFSM, 2012.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

MONTEIRO, Fernando B. M.. A cavitação em bombas centrífugas. **Revista tecnológica**. Fortaleza, Ceará, v. 5, n. 1, 1984. Disponível em: <http://periodicos.unifor.br/tec/article/view/1406/4184>. Acesso em: 10 mai. 2018.

MURALIDHARAN, V.; SUGUMARAN, V.; INDIRA V.. Fault diagnosis of monoblock centrifugal pump using SVM. **Engineering Science and Technology, an International Journal**. Karabuk University, Turquia, 2014. Disponível em: https://ac.els-cdn.com/S2215098614000275/1-s2.0-S2215098614000275-main.pdf?_tid=2477651f-24bb-46ba-b58d-dddb9b0b6953&acdnat=1526759455_09730ceefcbb45ec41d663b427aade6b. Acesso em: 19 mai. 2018.

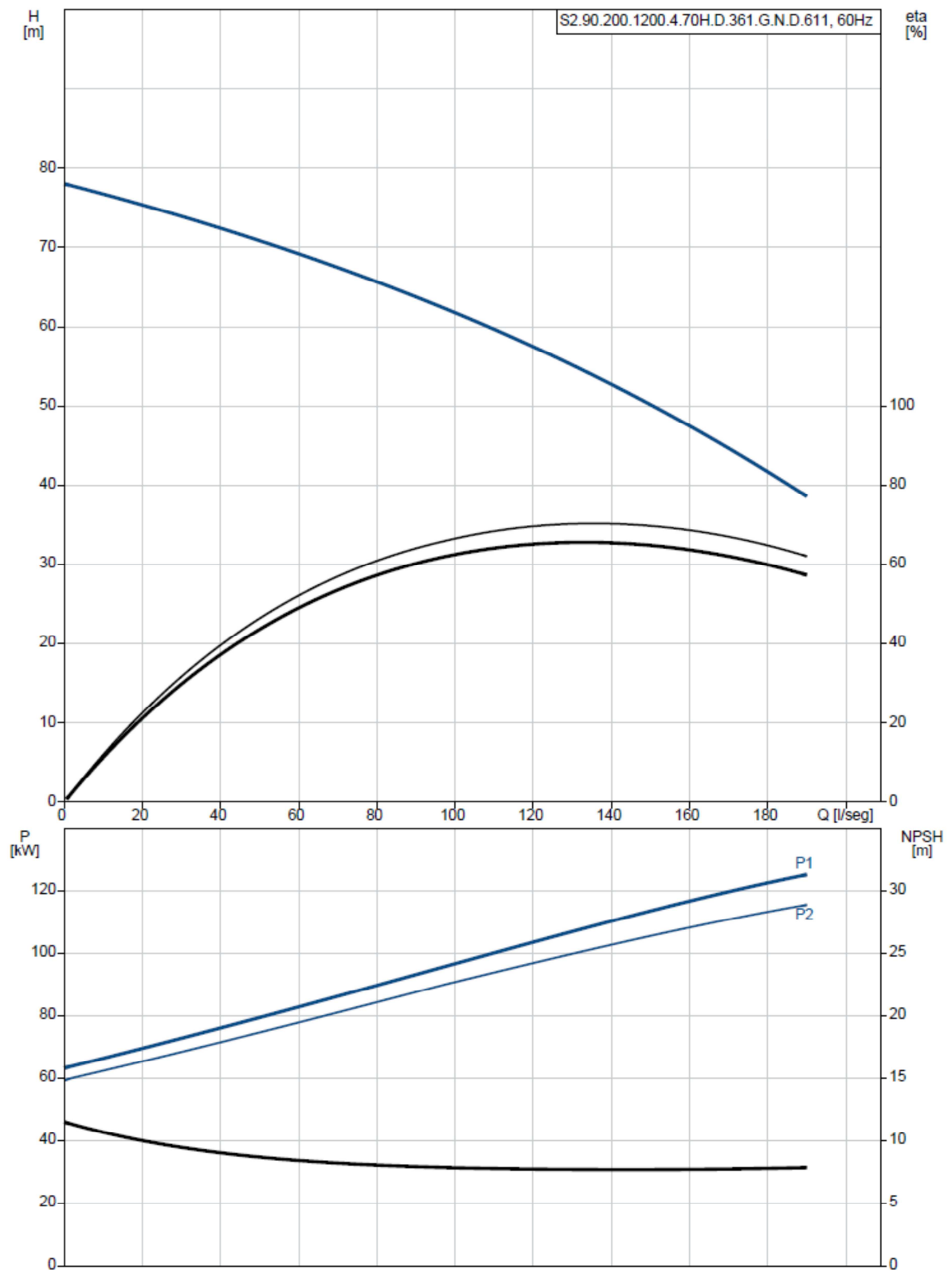
ANEXOS

ANEXO A – Ilustração da bomba centrífuga diagonal instalada



Fonte: Grundfos

ANEXO B – Curvas características disponibilizadas pelo fabricante



Fonte: Grundfos



UNIVATES

R. Avelino Talini, 171 | Bairro Universitário | Lajeado | RS | Brasil
CEP 95914.014 | Cx. Postal 155 | Fone: (51) 3714.7000
www.univates.br | 0800 7 07 08 09